

**Planetary transmission for vehicle**

Patent Number: ☐ EP0962680, A3, B1

Publication  
date: 1999-12-08

Inventor(s): KASUYA SATORU (JP); KATO AKITOSHI (JP); KATO HIROSHI (JP); NISHIDA  
MASAAKI (JP); TANIGUCHI TAKAO (JP); HAYABUCHI MASAHIRO (JP);  
TSUKAMOTO KAZUMASA (JP)

Applicant(s): AISIN AW CO (JP)

Requested  
Patent: ☐ JP2000220704

Application  
Number: EP19990110795 19990604

Priority Number JP19980173899 19980605; JP19980262313 19980901; JP19980353907 19981127;  
(s): JP19990094401 19990331

IPC  
Classification: F16H3/66

EC  
Classification: F16H3/66B

Equivalents: DE69902847D, KR2000005873, ☐ US6110069

Cited  
Documents: EP0733826; GB2103736; US5106352; US5342257

**Abstract**

An automatic transmission includes a planetary gear set (G) inputted a decelerated rotation and a non-decelerated rotation and outputting a plurality of shift rotations, a reduction planetary gear (G1), an input shaft (11), first (C1) and third (C3) clutches which are able to engage/disengage for connecting the input shaft (11) through the reduction planetary gear (G1) to two different decelerated rotation input elements of the planetary gear set (G) individually, and a second clutch (C2) which is able to engage/disengage for connecting the input shaft (11) to a non-decelerated rotation input element. The first clutch (C1), the third clutch (C3) and the reduction planetary gear (G1) are arranged together, and the second clutch

(C2) is arranged in the other side of the planetary gear set (G).



(11)特許出願公開番号

特開2000-220704

(P2000-220704A)

(43)公開日 平成12年8月8日(2000.8.8)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

FI

テ-マ-ト\* (参考)

F 1 6 H 3/62

F 1 6 H 3/62

A 3 J 0 2 8

F 1 6 D 49/08

F 1 6 D 49/08

F 1 6 H 3/66

F 1 6 H 3/66

A

審査請求 未請求 請求項の数33 OL (全 34 頁)

(21)出願番号 特願平11-94401

(22)出願日 平成11年3月31日(1999.3.31)

(31)優先権主張番号 特願平10-173899

(32)優先日 平成10年6月5日(1998.6.5)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(31)優先權主張番号 特願平10-262313

(32)優先日 平成10年9月1日(1998.9.1)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(31)優先權主張番号 特願平10-353907

(32)優先日 平成10年11月27日(1998. 11. 27)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72)発明者 谷口 孝男

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 發明者 塚本 一雅

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74) 代理人 100095108

弁理士 阿部 英幸

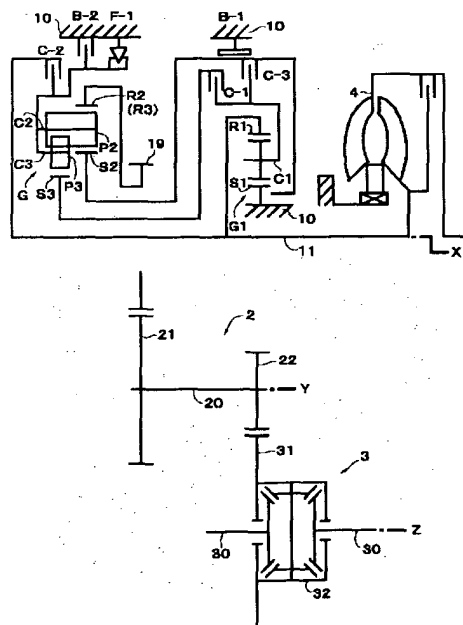
**最終頁に続く**

(54)【発明の名称】 自動変速機

(57)【要約】

【課題】 多段の自動変速機において、高トルク伝達経路を短縮し、変速段数に対して機構の軽量化とコンパクト化を図る。

【解決手段】 自動変速機は、減速回転と非減速回転を入力として複数の変速回転を出力するブラネタリギヤセットGと、減速ブラネタリギヤG1と、入力軸11と、入力軸を減速ブラネタリギヤを介してブラネタリギヤセットの2つの異なる減速入力要素S2、S3にそれぞれ係脱自在に連結する第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)と、入力軸をブラネタリギヤセットの非減速回転入力要素C2(C3)に係脱自在に連結する第2のクラッチ(C-2)とを備える。第1のクラッチと第3のクラッチを減速ブラネタリギヤの近傍にまとめて配置し、第2のクラッチをブラネタリギヤセットに対して減速ブラネタリギヤとは反対側に配置した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 減速回転と非減速回転を入力として複数の変速回転を出力するブラネタリギヤセットと、  
ブラネタリギヤセットと軸方向に並べて配設された減速  
ブラネタリギヤと、

ブラネタリギヤセットの内周側を通る入力軸と、

入力軸を減速ブラネタリギヤを介してブラネタリギヤセ  
ットの2つの異なる減速入力要素にそれぞれ係脱自在に  
連結する第1及び第3のクラッチと、

入力軸をブラネタリギヤセットの非減速回転入力要素に  
係脱自在に連結する第2のクラッチとを備える自動変速  
機において、

第1のクラッチと第3のクラッチは、減速ブラネタリギ  
ヤの近傍にまとめて配置され、

第2のクラッチは、ブラネタリギヤセットに対して減速  
ブラネタリギヤとは反対側に配置されたことを特徴とす  
る自動変速機。

【請求項2】 前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と  
油圧サーボとからなり、

変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、  
減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、  
壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に第  
3のクラッチの油圧サーボが配置され、減速ブラネタリ  
ギヤに対して第3のクラッチの油圧サーボとは反対側の  
入力軸の外周に第1のクラッチの油圧サーボが配置され  
た、請求項1記載の自動変速機。

【請求項3】 前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と  
油圧サーボとからなり、

変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、  
減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、  
壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に、  
減速ブラネタリギヤ寄りに第1のクラッチの油圧サー  
ボ、壁寄りに第3のクラッチの油圧サーボが配置され  
た、請求項1記載の自動変速機。

【請求項4】 前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と  
油圧サーボとからなり、

変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、  
減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、  
壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に第  
1のクラッチの油圧サーボが配置され、

減速ブラネタリギヤに隣接して別の壁が設けられ、第3  
のクラッチの油圧サーボは、該別の壁と減速ブラネタリ  
ギヤとの間に配置され、

第1のクラッチと第3のクラッチは、ボス部と別の壁と  
の間を通して、ブラネタリギヤセットに連結された、請  
求項1記載の自動変速機。

【請求項5】 前記第3のクラッチの摩擦部材と第1の  
クラッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サーボ、  
第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤのい  
ずれかの径方向外側に配置された、請求項2、3又は4

記載の自動変速機。

【請求項6】 前記第3のクラッチの摩擦部材は、減速  
ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、

第1のクラッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サ  
ーボの径方向外側に配置された、請求項5記載の自動変  
速機。

【請求項7】 前記第1のクラッチは、その油圧サーボ  
に一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボ  
のシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向  
けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結  
され、

第1のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラ  
ムに係合され、内周側が減速ブラネタリギヤの出力要素  
に連結された、請求項2記載の自動変速機。

【請求項8】 前記第3のクラッチは、その油圧サーボ  
に一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボ  
のシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向  
けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結  
され、

第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラ  
ムに係合され、内周側が第1のクラッチの摩擦部材と共  
通のハブを介して減速ブラネタリギヤの出力要素に連結  
された、請求項7記載の自動変速機。

【請求項9】 前記ブラネタリギヤセットの減速回転入  
力要素を変速機ケースに係止するブレーキが設けられ、  
ブレーキは、第3のクラッチのドラムの外周面をブレー  
キバンドの係合面とするバンドブレーキで構成された、  
請求項8記載の自動変速機。

【請求項10】 前記第1のクラッチは、その油圧サー  
ボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サー  
ボのシリンダが減速ブラネタリギヤとは反対側に開口す  
る向きに向けて、減速ブラネタリギヤの出力要素に連結  
された、請求項2記載の自動変速機。

【請求項11】 前記第1のクラッチの摩擦部材は、減  
速ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、第3のクラ  
ッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サーボの径方  
向外側に配置された、請求項5記載の自動変速機。

【請求項12】 前記第1のクラッチは、その油圧サー  
ボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サー  
ボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに  
向けて、減速ブラネタリギヤの出力要素に連結され、

第1のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラ  
ムに係合され、内周側がブラネタリギヤセットの減速回  
転入力要素に連結された、請求項5記載の自動変速機。

【請求項13】 前記第3のクラッチは、その油圧サー  
ボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サー  
ボのシリンダが第1のクラッチの油圧サーボ側に開口す  
る向きにに向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入  
力要素に連結され、

第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラ

ムに係合され、内周側が第1のクラッチのドラムに連結された、請求項1記載の自動変速機。

【請求項14】 前記ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素を変速機ケースに係止するブレーキが設けられ、

ブレーキは、第3のクラッチのドラムの外周面をブレーキバンドの係合面とするバンドブレーキで構成された、請求項13記載の自動変速機。

【請求項15】 前記減速ブラネタリギヤとブラネタリギヤセットは、隣接して配置され、第1のクラッチの摩擦部材は減速ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、第3のクラッチの摩擦部材はブラネタリギヤセットの径方向外側に配置された、請求項3記載の自動変速機。

【請求項16】 前記第1のクラッチのドラムを一体化させた油圧サーボのシリンダの背後に第3のクラッチの油圧サーボのシリンダが形成され、背後に形成されたシリンダに第1のクラッチのドラムに回転不能に係合させて第3のクラッチの油圧サーボのピストンが嵌挿された、請求項12記載の自動変速機。

【請求項17】 前記第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が第3のクラッチの油圧サーボのピストンをドラムとして該ドラムに係合され、内周側がブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第1のクラッチのドラムに対する押し引きにより係脱自在とされた、請求項16記載の自動変速機。

【請求項18】 前記第3のクラッチのドラムは、それと一体化された油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、

第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が第3のクラッチのドラムに係合され、内周側が第1のクラッチの油圧サーボと一体化されたドラムに連結された、請求項12記載の自動変速機。

【請求項19】 前記第3のクラッチのドラムは、それと一体化された油圧サーボを介して、前記別の壁から延びるボス部により回転支持され、

ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素を変速機ケースに係止すべくバンドブレーキで構成されたブレーキが、第3のクラッチのドラムの外周面をブレーキバンドの係合面として配設された、請求項18記載の自動変速機。

【請求項20】 前記ブラネタリギヤセットの出力要素に連結させて入力軸の外周に設けられたカウンタドライブギアと、  
カウンタドライブギアに噛合するカウンタドリブンギヤが設けられて入力軸と並列的に配置されたカウンタ軸と、  
カウンタ軸に並列的に配置されてカウンタ軸により回転駆動されるディファレンシャル装置とを有する、請求項1記載の自動変速機。

【請求項21】 前記カウンタドライブギヤは、第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤと、ブラネタリギヤセットとの間に配置された、請求項20記載の自動変速機。

【請求項22】 前記カウンタドライブギヤは、第2のクラッチとブラネタリギヤセットとの間に配置された、請求項20記載の自動変速機。

【請求項23】 前記カウンタドライブギヤは、ブラネタリギヤセットに対して第2のクラッチとは反対側に配置された、請求項20記載の自動変速機。

【請求項24】 前記第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第2のクラッチは変速機の後端側に配置された、請求項21、22又は23記載の自動変速機。

【請求項25】 前記第2のクラッチは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機の後端側に配置された、請求項21、22又は23記載の自動変速機。

【請求項26】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
ブラネタリギヤセットに対して、第1のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ及び第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された、請求項24又は25記載の自動変速機。

【請求項27】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
ブラネタリギヤセットに対して、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボ、第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された、請求項24又は25記載の自動変速機。

【請求項28】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
ブラネタリギヤセットに対して、第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された、請求項24又は25記載の自動変速機。

【請求項29】 前記ブラネタリギヤセットの出力要素に連結させて出力軸が設けられ、出力軸は前記入力軸と同軸的に配置された、請求項1記載の自動変速機。

【請求項30】 前記第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第2のクラッチは変速機の後端側に配置され、ブラネタリギヤセットの出力要素は第2のクラッチの外周を通して出力軸に連結された、請求項29記載の自動変速機。

【請求項31】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
ブラネタリギヤセットに対して、第1のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第3のクラッチの油圧サーボ

ーボの順に並べて配置された、請求項30記載の自動変速機。

【請求項32】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
 ブラネタリギヤセットに対して、減速ブラネタリギヤ、  
 第1のクラッチの油圧サーボ、第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された、請求項30記載の自動変速機。

【請求項33】 前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、  
 ブラネタリギヤセットに対して、第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された、請求項30記載の自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両に搭載される自動変速機に関し、特に、そのギヤトレインにおける各変速機構要素の配置に関する。

【0002】

【従来の技術】自動変速機は、ブラネタリギヤセットと、それを介する動力の伝達経路を変更する係合要素すなわちクラッチとブレーキとから構成される。自動変速機には、従来よりドライバビリティの向上と燃費の改善のために多段化の要請があり、近時は、前進5速・後進1速の変速段を達成するものが実用化されている。こうした5速構成の自動変速機では、係合要素数が増し、特定の変速段間のシフトアップ・ダウン時に3つ以上の係合要素を同時に係合・解放（いわゆる掴み替え）制御する必要があることから制御が複雑になることと、ギヤトレインが大型化することを嫌って、3組のブラネタリギヤの1つをダブルピニオン式とし、3つのクラッチと2つのブレーキで5速構成を実現し、3つ以上の係合要素の掴み替えをなくしたギヤトレインが、特開平4-125345号公報に開示の技術に見られる。

【0003】上記従来技術では、ダブルピニオンブラネタリギヤにより得られた入力回転を減速した減速回転を、1つのクラッチからブラネタリギヤの所定の要素に入力することにより、少ない係合要素により多段を達成しているが、次のような問題点がある。すなわち、燃費改善とドライバビリティの向上のためには、単に多段化するだけでなく、変速機構全体としてのギヤ比幅を広くする必要があるが、このような観点から上記従来技術を見ると、1速は入力回転をクラッチにより所定の要素に入力し、他の要素をブレーキにより固定することにより達成しているため、大きな減速回転を得るのは難しい構成となっており、その結果、ギヤ比幅を広くするのは困難である。このような課題を解決するものとして、3つのクラッチと2つのブレーキとで、前進6速・後進1速を達成するギヤトレインが、特開平4-219553号

公報において提案されている。このギヤトレインは、入力回転に対して減速した回転をラビニヨ式のブラネタリギヤセットの2つの変速要素に入力し、非減速回転を他の1つの変速要素に入力することで、より多段の6速を達成可能としたものである。この従来技術では、1速を達成するために減速回転をクラッチにより所定の要素に入力して、他の要素をブレーキにより固定することにより達成しているため、比較的大きな減速回転を得ることができ、ギヤ比幅を広くした、多段の自動変速を達成することができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】後者の従来技術におけるギヤトレイン構成では、ギヤ比幅が広く、良好なギヤ比ステップの6速が得られる反面、減速ブラネタリギヤでの減速で増幅された高トルクを伝達するために高強度化を要する動力伝達経路が2系統必要となり、この伝達経路をコンパクトに構成しないと変速機の大型化や重量増を招く。この点について後者の技術は、減速ブラネタリギヤ、2つの減速トルク伝達用クラッチとブラネタリギヤセットとの間に非減速トルク伝達用クラッチが配置され、高トルク伝達に関する格別の配慮がなされていない。

【0005】本発明は、こうした事情に鑑みなされたものであり、ブラネタリギヤセットに対する高トルク伝達経路を短縮することで、達成される変速段数に対してギヤトレインを軽量・コンパクト化した多段の自動変速機を提供することを目的とする。

【0006】また、係合要素としてのクラッチは、動力伝達経路を構成する摩擦部材とその入出力連結部材としてのドラム及びハブと、係合・解放制御のための油圧サーボとから構成されるものであり、摩擦部材は配設位置の自由度が大きいものに対して、油圧サーボはそれへの油圧供給を必要とすることから、油路接続が可能な軸周又は自動変速機ケースに直接又は間接に支持することを必須とし、配設位置に制約を受ける。こうした関係から、減速ブラネタリギヤの反力要素の固定方法との絡みで、単に2つの減速回転入力クラッチと減速ブラネタリギヤを集約配置することは、かえって複雑な部材の引回しによる機構の大型化を招き、折角係合要素数を少なくしたギヤトレインのコンパクト性を損なう結果となる。

【0007】そこで、本発明は、減速ブラネタリギヤと2つの減速入力クラッチの集約配置に伴う機構の大型化を防ぐギヤトレイン配置を提供することを、より具体的な目的とする。更に、本発明は、こうしたギヤトレイン配置を具体的な各種形式の自動変速機に適用するに伴う種々の問題点を解決することを、更に具体的な個々の目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明は、減速回転と非減速回転を入力として複数

10

20

30

40

50

の変速回転を出力するブラネタリギヤセットと、ブラネタリギヤセットと軸方向に並べて配設された減速ブラネタリギヤと、ブラネタリギヤセットの内周側を通る入力軸と、入力軸を減速ブラネタリギヤを介してブラネタリギヤセットの2つの異なる減速入力要素にそれぞれ係脱自在に連結する第1及び第3のクラッチと、入力軸をブラネタリギヤセットの非減速回転入力要素に係脱自在に連結する第2のクラッチとを備える自動変速機において、第1のクラッチと第3のクラッチは、減速ブラネタリギヤの近傍にまとめて配置され、第2のクラッチは、ブラネタリギヤセットに対して減速ブラネタリギヤとは反対側に配置されたことを特徴とする。

【0009】上記の構成において、前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と油圧サーボとからなり、変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に第3のクラッチの油圧サーボが配置され、減速ブラネタリギヤに対して第3のクラッチの油圧サーボとは反対側の入力軸の外周に第1のクラッチの油圧サーボが配置された構成とするのが有効である。

【0010】また、前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と油圧サーボとからなり、変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に、減速ブラネタリギヤ寄りに第1のクラッチの油圧サーボ、壁寄りに第3のクラッチの油圧サーボが配置された構成と採ることもできる。

【0011】また、前記各クラッチは、それぞれ摩擦部材と油圧サーボとからなり、変速機ケースの壁から軸方向に延びるボス部の先端に、減速ブラネタリギヤがその1要素を固定して配置され、壁と減速ブラネタリギヤとの間の前記ボス部の外周に第1のクラッチの油圧サーボが配置され、減速ブラネタリギヤに隣接して別の壁が設けられ、第3のクラッチの油圧サーボは、該別の壁と減速ブラネタリギヤとの間に配置され、第1のクラッチと第3のクラッチは、ボス部と別の壁との間を通して、ブラネタリギヤセットに連結された構成としてもよい。

【0012】次に、前記第3のクラッチの摩擦部材と第1のクラッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サーボ、第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤのいずれかの径方向外側に配置された構成と採るのが有効である。

【0013】また、前記第3のクラッチの摩擦部材は、減速ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、第1のクラッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サーボの径方向外側に配置された構成とすることもできる。

【0014】更に、前記第1のクラッチは、その油圧サーボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向き

に向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第1のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラムに係合され、内周側が減速ブラネタリギヤの出力要素に連結された構成とすることもできる。

【0015】また、前記第3のクラッチは、その油圧サーボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラムに係合され、内周側が第1のクラッチの摩擦部材と共通のハブを介して減速ブラネタリギヤの出力要素に連結された構成としてもよい。

【0016】そして、前記ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素を変速機ケースに係止するブレーキが設けられ、ブレーキは、第3のクラッチのドラムの外周面をブレーキバンドの係合面とするバンドブレーキで構成するのが有効である。

【0017】また、前記第1のクラッチは、その油圧サーボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤとは反対側に開口する向きに向けて、減速ブラネタリギヤの出力要素に連結された構成とするのが有効である。

【0018】また、前記第1のクラッチの摩擦部材は、減速ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、第3のクラッチの摩擦部材は、第1のクラッチの油圧サーボの径方向外側に配置された構成と採ることもできる。

【0019】更に、前記第1のクラッチは、その油圧サーボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、減速ブラネタリギヤの出力要素に連結され、第1のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラムに係合され、内周側がブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結された構成とするのが有効である。

【0020】更に、前記第3のクラッチは、その油圧サーボに一体化されたドラムを有し、該ドラムは、油圧サーボのシリンダが第1のクラッチの油圧サーボ側に開口する向きに向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が自身のドラムに係合され、内周側が第1のクラッチのドラムに連結された構成とするのが有効である。

【0021】更に、前記ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素を変速機ケースに係止するブレーキが設けられ、ブレーキは、第3のクラッチのドラムの外周面をブレーキバンドの係合面とするバンドブレーキで構成するのが有効である。

【0022】更に、前記減速ブラネタリギヤとブラネタリギヤセットは、隣接して配置され、第1のクラッチの摩擦部材は減速ブラネタリギヤの径方向外側に配置され、第3のクラッチの摩擦部材はブラネタリギヤセット

の径方向外側に配置された構成とするのが有効である。

【0023】更に、前記第1のクラッチのドラムを一体化させた油圧サーボのシリンダの背後に第3のクラッチの油圧サーボのシリンダが形成され、背後に形成されたシリンダに第1のクラッチのドラムに回転不能に係合させて第3のクラッチの油圧サーボのピストンが嵌挿された構成とするのが有効である。

【0024】更に、前記第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が第3のクラッチの油圧サーボのピストンをドラムとして該ドラムに係合され、内周側がブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第1のクラッチのドラムに対する押し引きにより係脱自在とされた構成とするのが有効である。

【0025】更に、前記第3のクラッチのドラムは、それと一体化された油圧サーボのシリンダが減速ブラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素に連結され、第3のクラッチの摩擦部材は、その外周側が第3のクラッチのドラムに係合され、内周側が第1のクラッチの油圧サーボと一体化されたドラムに連結された構成とするのが有効である。

【0026】更に、前記第3のクラッチのドラムは、それと一体化された油圧サーボを介して、前記別の壁から延びるボス部により回転支持され、ブラネタリギヤセットの減速回転入力要素を変速機ケースに係止すべくバンドブレーキで構成されたブレーキが、第3のクラッチのドラムの外周面をブレーキバンドの係合面として配設された構成とするのが有効である。

【0027】更に、前記ブラネタリギヤセットの出力要素に連結させて入力軸の外周に設けられたカウンタドライブギアと、カウンタドライブギアに噛合するカウンタドリブンギアが設けられて入力軸と並列的に配置されたカウンタ軸と、カウンタ軸に並列的に配置されてカウンタ軸により回転駆動されるディファレンシャル装置とを有する構成とすることもできる。

【0028】更に、前記カウンタドライブギアは、第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤと、ブラネタリギヤセットとの間に配置された構成とするのも有効である。

【0029】また、前記カウンタドライブギアは、第2のクラッチとブラネタリギヤセットとの間に配置された構成としてもよい。

【0030】また、前記カウンタドライブギアは、ブラネタリギヤセットに対して第2のクラッチとは反対側に配置された構成とすることもできる。

【0031】更に、前記第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第2のクラッチは変速機の後端側に配置された構成とするのが有効である。

【0032】また、前記第2のクラッチは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第1のクラッチ、第3の

クラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機の後端側に配置された構成とすることもできる。

【0033】更に、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、第1のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ及び第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成とするのが有効である。

【0034】あるいは、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボ、第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成としてもよい。

【0035】また、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成としてもよい。

【0036】また、前記ブラネタリギヤセットの出力要素に連結させて出力軸が設けられ、出力軸は前記入力軸と同軸的に配置された構成とすることもできる。

【0037】この場合、前記第1のクラッチ、第3のクラッチ及び減速ブラネタリギヤは、変速機のエンジンへの接続側に配置され、第2のクラッチは変速機の後端側に配置され、ブラネタリギヤセットの出力要素は第2のクラッチの外周を通して出力軸に連結された構成とするのが有効である。

【0038】更に、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、第1のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成とするのが有効である。

【0039】更に、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボ、第3のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成とすることもできる。

【0040】また、前記各クラッチは、それぞれ油圧サーボを有し、ブラネタリギヤセットに対して、第3のクラッチの油圧サーボ、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチの油圧サーボの順に並べて配置された構成としてもよい。

【0041】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、第2のクラッチを、ブラネタリギヤセットに対して減速ブラネタリギヤとは反対側に配置したので、減速ブラネタリギヤ、第1のクラッチ、第3のクラッチの3者をブラネタリギヤセットに接近させて配置することができ、減速ブラネタリギヤの出力側と両クラッチの入力側及び両クラッチの出力側とブラネタリギヤセットの減速入力要素間を連結する増幅トルク伝達に見合った強度を要す

る高トルク伝達部材を短くでき、変速機を軽量コンパクトに構成できる。

【0042】次に、請求項2記載の構成では、第1のクラッチの外周には、第3のクラッチの連結部材が必然的に位置する構造となり、第3のクラッチの摩擦部材に比べて第1のクラッチの摩擦部材は外径に制約が生じるが、その分だけ第1のクラッチの油圧サーボの受圧面積を入力軸支持により増加させることで、第1のクラッチの容量を確保することができ、軸方向の寸法の増大を防止することができる。

【0043】また、請求項3記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボとも、変速機ケース側の固定部材であるボス部より油圧の供給が可能となるので、第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの供給油路の相対回転部を通る箇所が、それぞれ1箇所となり、それぞれ1組のシールリングによる相対回転部の洩れ止めで油圧が供給可能になり、摺動抵抗となるシールリングの数を少なくすることができる。

【0044】更に、請求項4記載の構成では、第1及び第3のクラッチの外周には、他のクラッチの連結部材が通らないので、両クラッチとも摩擦部材の外径の制約がなく、径方向寸法を十分採ることによる容量を確保でき、容量確保のために摩擦部材の構成枚数を増加させることによる軸方向寸法の増大を妨ぐことができるため、変速機の軸長の短縮上有利となる。

【0045】更に、請求項5記載の構成では、第1及び第3のクラッチの摩擦部材を他の部材の外周に配置することにより、軸方向寸法が短縮できる。また、その軸方向寸法の短縮分だけ高トルク伝達経路を短くできる。

【0046】更に、請求項6記載の構成では、第3のクラッチの油圧サーボがボス部外周に配置されているので、内径方向へは受圧面積を拡大しにくい。第3のクラッチの摩擦部材を減速ブラネタリギヤの外周に配置したので、第3のクラッチの油圧サーボの外径側への拡張の制約が緩和され、拡張による受圧面積の確保が容易となる。また、第1のクラッチの油圧サーボは、外周側に摩擦部材が配置される分だけ外径側への拡張による受圧面積の確保は難しくなるが、内径側へは、入力軸支持による分だけ大きくしやすいので、第1及び第3のクラッチの油圧サーボとも十分な受圧面積を確保できるようになり、トルク伝達容量確保のための摩擦係合部材の構成枚数の増加を防いで、軸方向寸法の増大を防止することができる。

【0047】更に、請求項7記載の構成では、第1のクラッチの摩擦部材に対する出力側の連結をクラッチドラムで行い、入力側の連結は減速ブラネタリギヤの出力要素と直接行うことになるため、第1のクラッチの摩擦部材に関する入・出力連結のために径方向に通す連結部材を少なくすることで、軸方向長さが短縮される。しかもそれによる軸長の短縮に伴い、高トルク伝達部材も更に

短かく構成できるようになる。

【0048】更に、請求項8記載の構成では、第1及び第3のクラッチのハブの共通化により、第1クラッチのドラムと、第3のクラッチのドラムを近接して配置することが可能となり、更なる、軸方向寸法の短縮、高トルク伝達部材の短縮が可能となる。

【0049】更に、請求項9記載の構成では、高トルク伝達部材に係止する必要のあるブレーキを、大きな径方向スペースを要しないバンドブレーキとすることで、第1及び第3のクラッチの外径寸法をできるだけ大径化でき、クラッチの軸方向寸法の短縮が可能となり、高トルク伝達部材の短縮も可能となる。また、ブレーキのバンド化にともなうブレーキドラムの支持を、第3のクラッチのドラムの支持と兼用することができる。

【0050】更に、請求項10記載の構成では、第1のクラッチが連結されるブラネタリギヤセットの減速回転入力要素は、高速段時に高速回転するので、特に、高出力エンジンへの適用により第1のクラッチが大型化するような場合について、回転の遅い減速ブラネタリギヤの出力側にドラムを連結することで、軸振れなどに対して有利とすることができる。

【0051】そして、請求項11記載の構成では、摩擦部材を他の部材の外周に配置することにより軸方向寸法が短縮できる。また、その軸方向寸法の短縮分だけ高トルク伝達経路を短くできる。

【0052】更に、請求項12記載の構成では、一方のクラッチのドラムと一体のシリンダを共通のシリンダとして、それぞれのピストンを内外位置関係に置いて、個々に作動可能とすることで、2つのクラッチの組み替え操作を可能としながら、両クラッチの油圧サーボのシリンダの共通化により、両油圧サーボの専有スペースをコンパクト化することができる。

【0053】更に、請求項13記載の構成では、第3のクラッチの摩擦部材への入力に第1のクラッチのドラムを用いているので、回転部材数を低減し、更なる、軸方向寸法の短縮、高トルク伝達部材の短縮が可能となる。

【0054】更に、請求項14記載の構成では、高トルク伝達部材に係止する必要のあるブレーキを、バンドブレーキとすることで、第1及び第3のクラッチの外径寸法をできるだけ大径化でき、クラッチの軸方向寸法の短縮が可能となり、高トルク伝達部材の短縮も可能となる。また、バンド化にともなうブレーキドラムの支持を第3のクラッチのドラムの支持と兼用することができる。

【0055】更に、請求項15記載の構成では、摩擦部材を他の部材の外周に配置することにより軸方向寸法が短縮できる。

【0056】更に、請求項16記載の構成では、第3のクラッチのドラムと第1のクラッチのドラムを共通化することができ、更なる、軸方向寸法の短縮、高トルク伝



達部材の短縮が可能となる。

【0057】更に、請求項17記載の構成では、第1及び第3のクラッチの組み合わせ構成を単純化することができる。

【0058】更に、請求項18記載の構成では、第3のクラッチの摩擦部材を第1のクラッチに直接係合させることで両クラッチの連結部材をなくすことができ、両クラッチ構成部材の一部共通化によるコンパクト化が可能となる。

【0059】更に、請求項19記載の構成では、高トルク伝達部材を係止する必要のあるブレーキを、バンドブレーキとすることで、第3のクラッチの外径寸法をできるだけ大径化でき、クラッチの軸方向寸法の短縮が可能となり、高トルク伝達部材の短縮も可能となる。また、バンド化にともなうブレーキドラムの支持を第3のクラッチのドラムの支持と兼用することができる。

【0060】更に、請求項20記載の構成では、フロントエンジン・フロントドライブ又はリヤエンジン・リヤドライブ車用の横置き多段自動変速機をコンパクトな構成で実現できる。

【0061】更に、請求項21記載の構成では、上記横置き多段自動変速機におけるカウンタ軸の軸長の短縮が可能となり、重量軽減の点で有利となる。

【0062】更に、請求項22記載の構成では、上記横置き多段変速機において高トルク伝達部材を最短にできる。

【0063】更に、請求項23記載の構成では、上記横置き多段変速機において、高トルク伝達部材を最短にできることに加えて、カウンタドライブギヤの支持に変速機ケースの端壁を利用できるので、サポート壁を設ける必要がなくなり、軸長の短縮も可能となる。

【0064】更に、請求項24記載の構成では、一般に変速機構は車両の搭載制約上、エンジンへの接続側のほうが大径とされるのに合わせて、高トルク伝達部材をエンジンへの接続側に配置することで、結果的に軸方向寸法を短くすることができる。

【0065】更に、請求項25記載の構成では、横置き多段変速機の場合、デフリングギヤが、ちょうど変速機構のエンジンへの接続側端部に位置するため、この位置に、比較的容量の小さい第2のクラッチを配置することにより、デフ軸と主軸との軸間を短縮する設定が容易となる。

【0066】更に、請求項26記載の構成では、減速プラネタリギヤに対して第1及び第3のクラッチの油圧サーボを両側に配置することで、その内側に位置する減速プラネタリギヤと、外側に位置するプラネタリギヤセットに対する摩擦部材の連結を単純な連結構成で自然に行うことができ、かつ、高トルク連結部材を短くすることができる。

【0067】一方、請求項27記載の構成では、第1及

び第3のクラッチの油圧サーボが隣合わせに並ぶ配置となるため、両油圧サーボに対するそれぞれの摩擦部材の配設位置を、減速プラネタリギヤの外周から、第3のクラッチの油圧サーボの外周までの範囲で比較的自由に設定することができるようになる。

【0068】また、請求項28記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボが隣合わせに並ぶ配置となるため、両油圧サーボに対するそれぞれの摩擦部材の配設位置を、減速プラネタリギヤの外周から、第3のクラッチの油圧サーボの外周までの範囲で比較的自由に設定することができるようになることに加えて、常時減速プラネタリギヤの出力回転で回転する第1のクラッチの入力側の部材を変速機構の外周側に位置させる配置を採ることができるようになり、変速制御のための入力回転数の検出が容易となる。

【0069】更に、請求項29記載の構成では、フロントエンジン・リヤドライブ車用の縦置き多段自動変速機をコンパクトな構成で実現できる。

【0070】更に、請求項30記載の構成では、一般に変速機構は車両の搭載制約上、エンジンへの接続側のほうが大径とされるのに合わせて、高トルク伝達部材をエンジンへの接続側に配置することで、結果的に軸方向寸法を短くすることができる。

【0071】更に、請求項31記載の構成では、フロントエンジン・リヤドライブ車用の縦置き多段自動変速機への適用に際して、減速プラネタリギヤに対して第1及び第3のクラッチの油圧サーボを両側に配置することで、その内側に位置する減速プラネタリギヤと、外側に位置するプラネタリギヤセットに対する摩擦部材の連結を単純な連結構成で自然に行うことができ、かつ、高トルク連結部材を短くすることができる。

【0072】また、請求項32記載の構成では、フロントエンジン・リヤドライブ車用の縦置き多段自動変速機への適用に際して、第1及び第3のクラッチの油圧サーボが隣合わせに並ぶ配置となるため、両油圧サーボに対するそれぞれの摩擦部材の配設位置を、減速プラネタリギヤの外周から、第3のクラッチの油圧サーボの外周までの範囲で比較的自由に設定することができるようになる。

【0073】更に、請求項33記載の構成では、フロントエンジン・リヤドライブ車用の縦置き多段自動変速機への適用に際して、第1及び第3のクラッチの油圧サーボが隣合わせに並ぶ配置となるため、両油圧サーボに対するそれぞれの摩擦部材の配設位置を、減速プラネタリギヤの外周から、第3のクラッチの油圧サーボの外周までの範囲で比較的自由に設定することができるようになることに加えて、常時減速プラネタリギヤの出力回転で回転する第1のクラッチの入力側の部材を変速機構の外周側に位置させる配置を採ることができるようになり、変速制御のための入力回転数の検出が容易となる。

## 【0074】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1は本発明を具体化した自動変速機の一実施形態のギヤトレインを、軸間を共通平面内に展開してスケルトンで示す。また、図2は上記自動変速機を端面からみて実際の軸位置関係を示す。この自動変速機は、減速回転と非減速回転を入力として複数の変速回転を出力するプラネタリギヤセットGと、プラネタリギヤセットGと軸方向に並べて配設された減速プラネタリギヤG1と、プラネタリギヤセットGの内周側を通る入力軸11と、入力軸11を減速プラネタリギヤG1を介してプラネタリギヤセットGの2つの異なる減速入力要素S2、S3にそれぞれ係脱自在に連結する第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)と、入力軸11をプラネタリギヤセットGの非減速回転入力要素C2(C3)に係脱自在に連結する第2のクラッチ(C-2)とを備える。そして、本発明の基本的特徴に従い、第1のクラッチ(C-1)と第3のクラッチ(C-3)は、減速プラネタリギヤG1の近傍にまとめて配置され、第2のクラッチ(C-2)は、プラネタリギヤセットGに対して減速プラネタリギヤG1とは反対側に配置されている。

【0075】以下、この自動変速機の更に具体的なギヤトレイン構成を説明する。この変速機は、フロントエンジン・フロントドライブ(FF)車又はリアエンジン・リアドライブ(RR)車用の横置式トランスアクスルの形態を採っており、図1及び図2に示すように、互いに並列的に配置された主軸X、カウンタ軸Y、デフ軸Zの各軸上に変速機構の各要素が配設された3軸構成とされている。そして、主軸X上の入力軸11の周りには、4つの変速要素S2、S3、C2(C3)、R2(R3)を有するプラネタリギヤセットGと、減速プラネタリギヤG1と、2つのブレーキ(B-1、B-2)と、3つのクラッチ(C-1、C-2、C-3)とを備える変速機構が配置されている。このギヤトレインでは、プラネタリギヤセットGの一方の減速回転の入力要素S3が第1のクラッチ(C-1)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結され、他方の入力要素S2が第3のクラッチ(C-3)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結されるとともに、第1のブレーキ(B-1)により変速機ケース10に係止可能とされ、非減速回転の入力要素C2(C3)が第2のクラッチ(C-2)により入力軸11に連結されるとともに第2のブレーキ(B-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、残りの変速要素R2(R3)が出力要素として、主軸X上の出力要素としてのカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0076】なお、図に示すギヤトレインでは、上記の他に、係合要素としてブレーキ(B-2)に並列させてワンウェイクラッチ(F-1)を配しているが、これは、後に詳記する1→2変速時のブレーキ(B-2)と

ブレーキ(B-1)の掘み替えのための複雑な油圧制御を避け、ブレーキ(B-2)の解放制御を単純化すべく、ブレーキ(B-1)の係合に伴って自ずと係合力を解放するワンウェイクラッチ(F-1)を用いたものであり、上記のような過渡的な機能を除き、本質的にはブレーキ(B-2)と同等のものである。

【0077】また、主軸X上には、図示しないエンジンに接続されて、その回転を入力軸11に伝達するロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置されている。そして、カウンタ軸Y上には、カウンタギヤ2が配置されている。カウンタギヤ2は、カウンタ軸20に固定され、主軸X上の出力部材としてのカウンタドライブギヤ19に噛合する大径のカウンタドリブンギヤ21と、同じくカウンタ軸20に固定され、カウンタ軸Y上の出力要素としての小径のデフドライブピニオンギヤ22とが配設されており、これらにより主軸X側からの出力を減速するとともに、反転させてディファレンシャル装置3に伝達することで、適宜の最終減速比を得るとともに、入力軸11の回転方向とディファレンシャル装置3からの出力の回転方向を合わせる機能を果たす。デフ軸Z上には、ディファレンシャル装置3が配設されている。ディファレンシャル装置3は、デフケース32に固定されたデフリングギヤ31をデフドライブピニオンギヤ22に噛合させてカウンタ軸20に連結され、デフケース32内に配置された差動歯車の差動回転が左右軸30に出力される構成とされ、この出力が最終的なホイール駆動力とされる。

【0078】プラネタリギヤセットGは、大径のサンギヤS2と、小径のサンギヤS3と、互いに噛合するロングピニオンP2とショートピニオンP3とを支持するキャリアC2(C3)と、リングギヤR2(R3)(このリングギヤは、理論上2つのギヤを構成するが、実質はいずれかのサンギヤの外周側のみ位置する1つのギヤであるので、以下サンギヤに対する位置に応じてR2又はR3として、一方の略号のみ付記する)とで構成され、ロングピニオンP2が大径のサンギヤS2とリングギヤR2とに噛合し、ショートピニオンP3が小径のサンギヤS3に噛合するラビニヨ式のギヤセットで構成されている。そして、この形態では、大径のサンギヤS2と小径のサンギヤS3が減速回転の入力要素、キャリアC2(C3)が非減速回転の入力要素、リングギヤR2が出力要素とされている。プラネタリギヤセットGの小径のサンギヤS3は、クラッチ(C-1)に連結され、大径のサンギヤS2は、クラッチ(C-3)に連結されるとともに、バンドブレーキで構成されるブレーキ(B-1)により自動変速機ケース10に係止可能とされている。また、キャリアC2(C3)は、クラッチ(C-2)を介して入力軸11に連結され、かつ、ブレーキ(B-2)により変速機ケース10に係止可能とされるとともに、ワンウェイクラッチ(F-1)により変速機

ケース10に一方回転係止可能とされている。そして、リングギヤR2がカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0079】減速プラネタリギヤG1は、その1要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定され、リングギヤR1を入力要素として入力軸11に連結され、キャリアC1を出力要素としてクラッチ(C-1)及びクラッチ(C-3)を介して、上記の連結関係でプラネタリギヤセットGに連結されている。

【0080】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、変速を行う。図3は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放を表す)で達成される変速段を図表化して示す。また、図4は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。なお、この速度線図では、減速プラネタリギヤG1とプラネタリギヤセットGの各変速要素の位置がギヤ比に対応させた縦軸方向の間隔で縦軸として表されるとともに、該軸上に各変速要素の回転数比が表されている。そして、横軸方向にその一端(図示右側)から順次各変速要素を第1〜第4変速要素と称したときに、第1の変速要素は、小径のサンギヤS3に対応し、減速プラネタリギヤによって減速された回転を第1のクラッチ(C-1)により入力する経路に連結され、第2の変速要素は、リングギヤR2(R3)に対応し、出力部材に連結され、第3の変速要素は、キャリアC2(C3)に対応し、入力軸の回転を減速しないで第2のクラッチ(C-2)により入力する経路に連結されるとともに、第2の係止要素(B-2)により係止可能とされ、第4の変速要素は、大径のサンギヤS2に対応し、減速プラネタリギヤによって減速された回転を第3のクラッチ(C-3)により入力する経路に連結されるとともに、第1の係止要素(B-1)により係止可能に連結されている。

【0081】両図を併せ参照してわかるように、第1速(1ST)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-2)の係合(本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキ(B-2)の係合に代えてワンウェイクラッチ(F-1)の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ(B-2)の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)を経由で小径のサンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチ(F-1)の係合により変速機ケース10に係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR2の最大減速比の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0082】次に、第2速(2ND)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)を経由で小径のサンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-1)の係合により変速機ケース10に係止された大径のサンギヤS2に反力を取って、リングギヤR2の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。このときの減速比は、図4にみるように、第1速(1ST)より小さくなる。

【0083】また、第3速(3RD)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)を経由で同時に大径のサンギヤS2と小径のサンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR2の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、カウンタドライブギヤ19に出力される。

【0084】更に、第4速(4TH)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)を経由で小径のサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)を経由で入力された非減速回転がキャリアC2(C3)に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR2の回転としてカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0085】次に、第5速(5TH)は、クラッチ(C-2)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)を経由で大径のサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)を経由で入力された非減速回転がキャリアC2(C3)に入力され、リングギヤR2の入力軸11の回転より僅かに増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0086】そして、第6速(6TH)は、クラッチ(C-2)とブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチ(C-2)を経由で非減速回転がキャリアC2(C3)にのみ入力され、ブレーキ(B-1)の係合により変速機ケース10に係止されたサンギヤS2に反力を取るリングギヤR2の更に増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0087】なお、後進(REV)は、クラッチ(C-3)とブレーキ(B-2)の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)を経由でサンギヤS

2に入力され、ブレーキ(B-2)の係合により変速機ケース10係止されたキャリアC2(C3)に反力を取るリングギヤR2の逆転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0088】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ(F-1)とブレーキ(B-2)との関係について説明する。上記の第1速と第2速時の両ブレーキ(B-1, B-2)の係合・解放関係にみるように、これら両ブレーキは、両変速段間でのアップダウンシフト時に、一方の解放と同時に他方の係合が行われる、いわゆる掘み替えされる摩擦係合要素となる。こうした摩擦係合要素の掘み替えは、それら进行操作する油圧サーボの係合圧と解放圧の精密な同時制御を必要とし、こうした制御を行うには、そのためのコントロールバルブの付加や油圧回路の複雑化等を招くこととなる。そこで、本形態では、第1速と第2速とで、キャリアC2(C3)にかかる反力トルクが逆転するのを利用して、ワンウェイクラッチ(F-1)の係合方向を第1速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-1)に実質上ブレーキ(B-2)の係合と同等の機能を発揮させて、第1速時のブレーキ(B-2)の係合に代えて(ただし、ホイール駆動のエンジンコースト状態ではキャリアC2(C3)にかかる反力トルクの方向がエンジン駆動の状態に対して逆転するので、エンジンブレーキ効果を得るためには、図3に括弧付きの○印で示すようにブレーキ(B-2)の係合を必要とする)、キャリアC2(C3)の係止を行っているわけである。したがって、変速段を達成する上では、ワンウェイクラッチを設けることなく、ブレーキ(B-2)の係合により第1速を達成する構成を採ることもできる。

【0089】このようにして達成される各変速段は、図4の速度線図上で、リングギヤR2, R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図3に示すギヤ比となる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 44/78$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 36/78$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 30/78$ に設定すると、入出力ギヤ比は、

第1速(1ST) :  $(1 + \lambda_1) / \lambda_3 = 4.067$

第2速(2ND) :  $(1 + \lambda_1)(\lambda_2 + \lambda_3) / \lambda_3(1 + \lambda_2) = 2.354$

第3速(3RD) :  $1 + \lambda_1 = 1.564$

第4速(4TH) :  $(1 + \lambda_1) / (1 + \lambda_1 - \lambda_1 \cdot \lambda_3) = 1.161$

第5速(5TH) :  $(1 + \lambda_1) / (1 + \lambda_1 + \lambda_1 \cdot \lambda_2) = 0.857$

第6速(6TH) :  $1 / (1 + \lambda_2) = 0.684$

後進(REV) :  $-(1 + \lambda_1) / \lambda_2 = -3.389$ となる。そして、これらギヤ比間のステップは、

第1・2速間 : 1.73

第2・3速間 : 1.51

第3・4速間 : 1.35

第4・5速間 : 1.35

第5・6速間 : 1.25

となる。

【0090】次に、図5は自動変速機の全体構成を更に具体化した断面で示す。また、図6及び図7は図5の一部を拡大して示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、全体的な位置関係については図5、各部の詳細については図6及び図7を参照して説明する。なお、本明細書を通じて、クラッチ及びブレーキという用語は、それらの入出力要素への連結部材としてのドラムとハブ、係脱部材としての摩擦部材、及び操作機構としてドラムと一体化されたシリンダを備える油圧サーボを総称するものとする。したがって、各クラッチ及びブレーキについて、第1のクラッチ(C-1)は摩擦部材63と油圧サーボ6で、同様に第2のクラッチ(C-2)は摩擦部材53と油圧サーボ5で、第3のクラッチ(C-3)は摩擦部材73と油圧サーボ7で構成され、ブレーキ(B-2)は摩擦部材93と油圧サーボ9で構成されている。なお、ブレーキ(B-1)だけは、バンドブレーキ構成とされるため、摩擦部材はドラムを締結するバンド83とされ、図示しない油圧サーボを備えるものとされる。

【0091】変速機ケース10は、後端壁部10eから前方に向かってテーパ状に拡張する周壁部10fを備えるケース本体10Bと、前端的開口を閉じるオイルポンプボディと、それに固定のオイルポンプカバーからなり、ケース本体10Bにボルト止め固定される前端壁10Aと、ケース本体10Bの軸方向ほぼ中央部にボルト止め固定されるサポート壁10Cとから構成されている。そして、本体10Bの周壁部10f内面には、前端的開口からほぼ後端壁部10eに達するスプライン10gが形成され、後端壁部10eには、入力軸11の後端を支持すべく、後端壁部から前方に突出する後側ボス部10bと、後に詳記するブレーキ(B-2)の油圧サーボのシリンダの内周壁を構成する環状壁10e'が形成されている。また、前端壁10Aには、オイルポンプカバーから後方に突出する前側ボス部10aが形成されている。更に、サポート壁10Cには、その内周を後方に延び、カウンタドライブギヤ19の支持部を構成する中央ボス部10hが形成されている。

【0092】入力軸11は、加工の便宜上から前後2軸11A, 11Bに分割され、スプライン係合で相互に連結一体化され、軸前半部11Aの軸内には、潤滑圧の供

給油路 11 r とサーボ圧の供給油路 11 p が形成され、軸後半部 11 B の軸内には、潤滑圧油路 11 s が形成されている。また、軸前半部 11 A の後端寄りの外周には、フランジ 11 a が形成され、軸後半部 11 B の後端寄りの外周には、フランジ 11 b が形成されている。そして、軸前半部 11 A は、オイルポンプ配設位置の内周側と、フランジ 11 a の直前部で、それぞれブッシュを介して前側ボス部 10 a の内周に嵌挿されたスリーブ軸 13 に支持され、軸後半部 11 B は、前端を軸前半部 11 A とのスプライン係合で、また後端をケース 10 の後側ボス部 10 b にベアリングを介して径方向支持され、支持部に隣接させて形成されたそれぞれのフランジ 11 a, 11 b と両ボス部先端との間に介装されたスラストベアリングにより軸方向支持されている。

【0093】プラネタリギヤセット G は、入力軸 11 の軸後半部 11 B の外周に配置され、サンギヤ S 3 は、そのギヤ部と延長軸部をそれぞれブッシュを介して軸後半部 11 B に両端支持され、サンギヤ S 2 は、そのギヤ部と延長軸部をそれぞれブッシュを介してサンギヤ S 3 の延長軸部に両端支持されている。キャリア C 2 ( C 3 ) は、その前端側をブッシュを介してサンギヤ S 2 の延長軸部に片持ち支持され、リングギヤ R 2 は、フランジ部材を介するスプライン連結で、カウンタドライブギヤ 19 に支持されている。そして、プラネタリギヤセット G のサンギヤ S 2 は、その延長軸部をスプライン係合で動力伝達部材 14 に連結され、動力伝達部材 14 は、第 3 のクラッチ ( C - 3 ) のドラム 72 に端面噛み合いで連結されている。また、サンギヤ S 3 は、その延長軸部を第 1 のクラッチ ( C - 1 ) の油圧サーボのシリンダ 60 の延長軸部にスプライン係合で連結されている。そして、キャリア C 2 ( C 3 ) は、その後端に固定されてプラネタリギヤセット G の外周側を前方に向かって延びる第 2 のクラッチのハブ 54 と第 2 のブレーキ ( B - 2 ) のハブとワンウェイクラッチ ( F - 1 ) のインナレースとを一体化した部材に連結されている。更に、リングギヤ R 2 は、上記のように、連結部材を介してカウンタドライブギヤ 19 に連結されている。

【0094】減速プラネタリギヤ G 1 は、前側ボス部 10 a の内周に嵌合固定されて前端部でトルクコンバータのステータをワンウェイクラッチを介してオイルポンプカバーに固定するスリーブ軸 13 の後端部に反力要素としてのサンギヤ S 1 をスプライン係合で固定し、入力要素としてのリングギヤ R 1 を入力軸 11 のフランジ 11 a の外周にスプライン係合で連結させて、変速機構の前側に配置されている。そして、出力要素としてのキャリア C 1 は、その前端側を、後に詳記する第 1 及び第 3 のクラッチに共通のハブ 74 に固定されている。

【0095】次に、第 1 及び第 3 のクラッチ ( C - 1, C - 3 ) の油圧サーボ 6, 7 は、減速プラネタリギヤ G 1 を挟んでその両側に前後に向かい合わせ、すなわち油

圧サーボ 6, 7 のシリンダ 60, 70 が減速プラネタリギヤ G 1 側に開口する向きに配置されている。そして、第 1 のクラッチの油圧サーボ 6 は、入力軸の軸前半部 11 A の後端部外周に支持部 62 a で回転自在に支持され、外周側にドラム 62 を固定されたシリンダ 60 と、シリンダ 60 に摺動自在に嵌挿されたピストン 61 と、ピストン 61 の背面にかかる遠心油圧を相殺するキャンセルプレート 65 と、リターンズプリング 66 とから構成されている。この油圧サーボに対するサーボ圧の給排は、軸前半部 11 A の軸内油路 11 p を介して行われる。

【0096】この第 1 のクラッチ ( C - 1 ) のシリンダ 60 は、該クラッチの摩擦部材 63 の内周側に配置され、プラネタリギヤセット G のサンギヤ S 3 に延長軸部でスプライン連結させて、第 1 のクラッチのドラム 62 からプラネタリギヤセット G のサンギヤ S 3 に動力を伝達する部材とされている。そして、プラネタリギヤセット G のリングギヤ R 3 からの出力をカウンタ軸 20 に伝達するカウンタドライブギヤ 19 の支持部材としてのサポート 10 C の内周側で入力軸前半部 10 A に支持されている。

【0097】こうした構成により、第 1 のクラッチ ( C - 1 ) からプラネタリギヤセット G のサンギヤ S 3 への動力を伝達を、第 1 のクラッチのシリンダ 60 を利用して、動力伝達のための格別の部材を軸方向に介在させることなく行うことができ、それによる軸長の短縮がなされている。また、第 1 のクラッチの油圧サーボ 6 を介するドラム 62 の支持部 62 a を、実質的な軸方向スペースを要しないように、動力伝達部材 14 の内周側に配置することで、油圧サーボ 6 の軸方向長を、該油圧サーボへのサーボ圧の供給路を軸方向両側で漏れ止めするシールリングの配置間隔に対応する軸方向長まで薄くして、クラッチドラム 62 を確実に支持しながら変速機構の軸長の短縮がなされている。

【0098】第 3 のクラッチの油圧サーボ 7 は、前側ボス部 10 a の外周に支持部 72 a でブッシュを介して回転自在に支持され、外周側を拡張してドラム 72 とされたシリンダ 70 と、シリンダ 70 に摺動自在に嵌挿されたピストン 71 と、ピストン 71 の背面にかかる遠心油圧を相殺するキャンセルプレート 75 と、リターンズプリング 76 とから構成されている。この油圧サーボ 7 に対するサーボ圧の給排は、前側ボス部 10 a に形成されたケース内油路 10 q を介して行われる。

【0099】第 1 のクラッチ ( C - 1 ) の摩擦部材 63 と第 3 のクラッチ ( C - 3 ) の摩擦部材 73 は、減速プラネタリギヤ G 1 の外周側に並べて配置されている。そして、第 1 のクラッチ ( C - 1 ) の摩擦部材 63 は、内周側をハブ 74 にスプライン係合させ、外周側をドラム 62 にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム 62 の先端に固定された

バックリングプレートと、油圧サーボ6内への油圧の供給によりシリンダ60から押し出されるピストン61とで挟持されるクラッチ係合作動により、ハブ74からドラム62にトルクを伝達する構成とされている。

【0100】第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73は、内周側をハブ74にスプライン係合させ、外周側をドラム72にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム72の先端に固定されたバックリングプレートと、油圧サーボ7内への油圧の供給によりシリンダ70から押し出されるピストン71とで挟持されるクラッチ係合作動により、ハブ74からドラム72にトルクを伝達する構成とされている。

【0101】このように、減速プラネタリギヤG1から出力される減速トルクをプラネタリギヤセットGに伝達する第1及び第3の2つのクラッチ(C-1, C-3)を減速プラネタリギヤG1の直近に、しかも減速プラネタリギヤG1の外周側の摩擦部材63, 73及び前後の油圧サーボ6, 7で取り囲む構成となるため、減速プラネタリギヤG1から両クラッチ(C-1, C-3)への動力伝達を取り囲まれた内部のみで、キャリアC1から両クラッチに共通のハブ74へ、格別の部材を配することなく直接行い、2つのクラッチを経た一方の動力のプラネタリギヤセットGへの伝達を第1の油圧サーボ6を介して行うことができるようにし、動力伝達のために軸への支持を必要とし軸方向に重ねられる部材の数を、減速プラネタリギヤG1から両クラッチ(C-1, C-3)への直接の動力伝達と、第1のクラッチの油圧サーボ6を利用した動力伝達により削減している。したがって、この構成により、変速機構の軸長が短縮されている。また、減速トルクの伝達経路を集約化し、プラネタリギヤセットGへの減速トルクの入力経路と非減速トルクの入力経路の錯綜によりプラネタリギヤセットGの内周側に動力伝達のための軸を通すような多軸構造をなくしているため、変速機の軽量、コンパクト化がなされている。

【0102】また、入力軸11の前後分割に伴うそれら相互の連結部と、入力軸11の外周とカウンタドライブギヤ内周との間を通しての第1のクラッチ(C-1)及び第3のクラッチ(C-3)のプラネタリギヤGとの連結に関して、入力軸前半部11Aと後半部11Bのスプライン連結部、サンギヤS3の延長軸部とシリンダ60の延長軸部とのスプライン連結部、及びサンギヤS2の延長軸部と動力伝達部材14とのスプライン連結部が、相互に軸方向にずらされているので、それら3つの連結部の径方向の重なりによる大径化が防がれ、コンパクトな構成となっている。

【0103】他方、第2のクラッチの油圧サーボ5は、プラネタリギヤセットGの後側、すなわち変速機構の最後部に配置され、内周側を入力軸後半部11Bのフランジ11bに連結され、外周側を拡張延長してドラム52

とされたシリンダ50と、シリンダ50に嵌挿されたピストン51と、遠心油圧のキャンセルプレート55と、リターンスプリング56とで構成されている。この油圧サーボ6の油圧の給排は、変速機ケースの後側ボス部10bに形成されたケース内油路10tを介して行われる。

【0104】第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53は、プラネタリギヤセットGの外周側における後方で、かつ、リングギヤのない部位に、内周側をハブ54にスプライン係合させ、外周側をドラム52にスプライン係合させた多板の摩擦材ディスクとセパレータプレートから構成され、ドラム52の先端に固定されたバックリングプレートと、油圧サーボ5内への油圧の供給によりシリンダ50から押し出されるピストン51とで挟持されるクラッチ係合作動により、ドラム52からハブ54にトルクを伝達する構成とされている。

【0105】このように、第2のクラッチ(C-2)及び第2のブレーキ(B-2)に関して、減速されないトルクを伝達することで第1及び第3のクラッチに比べてトルク容量の小さな第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53を、プラネタリギヤセットGの外周側に配置することで大径化して摩擦部材側で容量を稼ぎ、その分だけ小径化した第2のクラッチの油圧サーボ5の外周側に第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9を径方向に重ねた配置となるため、径方向スペースを有効に利用した両油圧サーボの配置により、更なる変速機軸長の短縮がなされている。

【0106】次に、第1のブレーキ(B-1)はバンドブレーキとされ、そのブレーキバンド83は、第3のクラッチ(C-3)のドラム72の外周面を係合面として締めつける構成とされている。これにより、第1のブレーキ(B-1)は、軸方向スペースを要せず、しかも径方向寸法をほとんど増加させずに配置されていることになる。なお、このバンドブレーキの油圧サーボは、ブレーキバンド83と同じ軸方向位置で、ドラム72に対して接線方向に延びるものであるため、図示を省略している。このように、減速プラネタリギヤG1の外周側に配置された第3のクラッチの摩擦部材73を支持するクラッチドラム72を第1のブレーキのドラムとし、しかも該ドラムの支持部72aを減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1と重なる位置に配置したため、ブレーキドラム配設のための径方向スペースと、ドラム支持のための軸方向スペースを共に削減して、変速機構の外径と軸長の短縮がなされている。しかも、バンド83で締結されるドラムを締結部の内周側でケースの前側ボス部10aに支持した構成となるため、クラッチドラムを利用しながら、安定したブレーキ性能を得ることができる。

【0107】第2のブレーキ(B-2)は、各クラッチと同様に多板構成とされ、その摩擦部材93は、プラネタリギヤセットGの外周側における前方に配置され、第

2のブレーキの油圧サーボ9は、第2のクラッチの油圧サーボ5の外周側におけるケース10の後端壁部10eに配置され、第2のクラッチの摩擦部材53の外側を通して第2のブレーキの摩擦部材93を押圧可能とされ、ワンウェイクラッチ(F-1)と並べて配置されている。そして、第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9は、変速機ケース10の後端壁部10eに、ピストン91を嵌挿させてシリンダを内蔵させた形態で設けられている。更に詳しくは、摩擦部材93のセパレータプレートが、それらの外周側をスプライン係合でケース10の周壁部10fに回り止め支持され、摩擦材ディスクが、それらの内周側をスプライン係合でクラッチハブ54と一体のブレーキハブに回り止め支持されている。また、油圧サーボ9は、ケース10の周壁部10fと、後端壁部10eと、後端壁部10eから軸方向に延びる環状壁部10e'とで画定されるシリンダに環状のピストン91を嵌挿した構成とされ、ピストン91の延長部が第2のクラッチのドラム52の外周を通して摩擦部材93に対峙する配置とされている。第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9のリターンスプリング96とその受け部96'は、第2のブレーキ(B-2)の摩擦部材93を支持するスプライン10fの凹部10g'に配置されている。

【0108】このように、第2のブレーキの油圧サーボ9のリターンスプリング96とその受け部96'を、ケース10のスプライン10gの凹部10g'に配置することで、リターンスプリング96について、実質上配設スペースを要しない配置を実現でき、その分だけ変速機のケース外径が小さくなっている。

【0109】次に、カウンタドライブギヤ19の支持に関しては、該ギヤ19は、その支持部材を構成するサポート10Cの内周を後方に延びるボス部10hの外周にベ어링12を介して支持されている。このサポート10Cは、図5を参照してわかるように、ケース本体10Bのほぼ中間部を若干拡張して形成される段差部におけるスプラインの凸部の端面に外周側をボルト止めてケース本体10Bに固定されている。

【0110】上記のように変速機構が配置された入力軸10に対して、図5を参照してわかるように、カウンタ軸20の前端部には、オイルポンプボディを一部切り欠く形態で前端壁10Aに軸方向に重ねて、ディファレンシャル装置3のデフリングギヤ31に噛み合うデフドライブピニオンギヤ22が配置されている。この最前部へのデフドライブピニオンギヤ22の配置に伴い、カウンタ軸20の前側は、デフドライブピニオンギヤ22の後方でケース本体10Bにベ어링を介して支持されている。そして、この位置関係から、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7は、デフリングギヤ31と径方向に重なった位置に配置され、第3のクラッチの摩擦部材73は、減速プラネタリギヤG1の外周でデフリングギ

ヤ31と軸方向に一部重なった配置とされている。

【0111】こうした配置は、デフドライブピニオンギヤ22をできるだけ前方に配置することで、デフリングギヤ31と第3のクラッチの摩擦部材73との径方向の重なりをなくし、摩擦部材73の径方向寸法の制約をなくして容量を確保するのに役立ち、軸間距離の短縮あるいはギヤ径の拡大によるデフリングギヤ31との干渉により、第3のクラッチの油圧サーボ7が小径化しても、十分なクラッチ容量を得ることを可能にしている。したがって、この構成により、入力軸10とデフ軸30との間で一定の軸間距離を採る場合において、デフリングギヤ径の選択の幅を大きくすることでデフ比設定の自由度を増すのに役立ち、あるいは軸間距離の短縮も容易にしている。

【0112】次に、図8は、第1実施形態と実質同様の各要素配置において、カウンタドライブギヤ19だけを変速機の最後部に移設した第1変形例を模式化した断面で示す。この形態の場合、第2のクラッチの油圧サーボ5は、入力軸後半部11Bの外周に支持され、代わってカウンタドライブギヤ19がケース本体10Bの大径の第2の後側ボス部10b'に支持される。また、第2のブレーキの油圧サーボ9は、ケース本体10Bの段差部をシリンダとして配置される。

【0113】この第1変形例による利点は、ケース本体10Bの後端部外周をカウンタドライブギヤ19の外径に合わせて縮径することで、変速機後端部を小径化することができる点にあり、これにより、車両搭載時における車両側メンバとの干渉を生じ易い後端部を特に小径化することで、軸長に比して変速機の搭載性を向上させることができる。

【0114】同様に図9は、第1実施形態と実質同様の各要素配置において、カウンタドライブギヤ19をプラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)との間に配設した第2変形例を模式化した断面で示す。この形態の場合、カウンタドライブギヤ19はケース本体10Bの周壁10fに固定されたサポート10Cから前方に延びるボス部10hに支持される。これに伴い、プラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)の関係では、両者の間にカウンタドライブギヤ19が位置することになるので、第2のクラッチのハブ54を入力軸11に沿って前方に延長し、同じくプラネタリギヤセットGのキャリアC2(C3)の軸支持部を入力軸11に沿って後方に延長し、双方の軸方向延長部をカウンタドライブギヤ19を支持するサポート10Cの内周側でスプライン係合連結する構成とされる。また、ブレーキ(B-2)の油圧サーボ9については、ケース本体10Bの周壁10fに固定された独自のシリンダ90を備える構成とされる。なおこの場合、ブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の位置が逆転しているが、これは、プラネタリギヤセットGのリングギヤR2を小径の

サンギヤS3の外周側へ移設することで、外周にリングギヤを欠く部分にシリンダ90を配置することでサーボ容量を確保するためである。

【0115】この第2変形例による利点は、トルク負荷の小さい第2のクラッチ(C-2)を最後部に位置させることで、高トルク負荷の各要素をまとめて相対的に前方に寄せる配置となるため、変速機全体としての剛性の維持が容易となる点にある。また、油圧供給の関係は第1実施形態の構成を踏襲できるため、第1変形例に対しては、シールリングによる摺動抵抗の軽減の点で有利となる。

【0116】ところで、上記各形態では、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)並びに減速プラネタリギヤG1(以下、これら3者を総称して高トルク伝達系という)を変速機におけるエンジンへの接続側に配設しているが、これらは、同様の構成と連結関係のまま、変速機の後端側に配置することもできる。図10はこうした構成を採る第3変形例を模式化した断面で示す。この形態では、プラネタリギヤセットG、減速プラネタリギヤG1及び3つのクラッチ(C-1~C-3)の配置を第1実施形態に対して全て逆向きとし、最前部の第2のクラッチ(C-2)とプラネタリギヤセットGとの間にカウンタドライブギヤ19を配置している。そして、プラネタリギヤセットGのリングギヤR2については、カウンタドライブギヤ19との連結経路を短くする意味で小径のサンギヤS3側の外周側に設けられている。これに伴い、上記第2変形例の場合と同様の理由で、プラネタリギヤセットGのリングギヤがない側の外周に第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9を位置させるべく、第2のブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の向きと相対位置関係を変更しない配置とされている。

【0117】こうした配置を採る場合、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1はケース本体10Bから延びる後側ボス部10bに固定され、第1のクラッチの油圧サーボ6も後側ボス部10bに支持され、第3のクラッチの油圧サーボ7は入力軸後半部11Bに支持される。また、第2のクラッチの油圧サーボ5は、前側ボス部10aに支持される。更に、第2のブレーキの油圧サーボ9は、ケース本体周壁10fに固定した独自のシリンダ90を持つ構成とされる。また、プラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)の関係では、両者の間にカウンタドライブギヤ19が位置することになるので、第2のクラッチのハブ54を入力軸前半部11Aに沿って後方に延長し、同じくプラネタリギヤセットGのキャリアC2(C3)を入力軸前半部11Aに沿って前方に延長し、双方の軸方向延長部をカウンタドライブギヤ19を支持するサポート10Cの内周側でスプライン係合連結する構成とされる。

【0118】この第3変形例の利点は、減速トルクの伝

達に関与しないためにトルク伝達容量が小さく、それにより摩擦部材の外径を小さくできる第2のクラッチ(C-2)が最前方に位置し、それに隣接してカウンタドライブギヤ19が位置する関係となるため、クラッチ摩擦部材53とデフリングギヤ31との干渉の制約が緩和され、図1に示す主軸Xとデフ軸Zとの軸間距離(デフギヤ比の設定に影響する)の設定の自由度が増す点にある。しかも、カウンタドライブギヤ19に噛合するカウンタドリブンギヤ21とデフドライブビニオンギヤ22との位置が接近するため、カウンタ軸20の短縮による重量軽減も可能となる。

【0119】この点について、更に詳述すると、キャリアC2(C3)に入力軸11の回転を直接入力するクラッチ(C-2)は、先の変速段の説明から明らかなように、前進1速(1ST)~3速(3RD)及び後進(REV)時に係合されないクラッチである。そのため、このクラッチ(C-2)は、車両停止時のようなトルクコンバータ4からのエンジントルクを増幅したストールトルクを受けることはなく、また、図4の速度線図を参照して、他の2つのクラッチ(C-1、C-3)との対比でわかるように、減速による増幅トルクを負担することはない。したがって、このクラッチ(C-2)は、他のクラッチに比してトルク容量(この容量は、クラッチ径と摩擦部材の枚数により決まる)の小さなクラッチとすることができる。したがって、このクラッチ径を小さくすることで、図2に示す軸位置関係から、主軸Xとデフ軸Zの軸間距離に対して、クラッチ径を小さくした分だけデフリングギヤ31のギヤ径を大きくすることができる。

【0120】次に、前記のように高トルク伝達系を変速機の後端側に配置する構成においても、前記各変形例と同様のその余の要素位置の変更が可能である。図11はプラネタリギヤセットGと第1のクラッチ(C-1)との間にカウンタドライブギヤ19を配置した第4変形例を模式化した断面で示す。この形態の場合、プラネタリギヤセットGに対して大径のサンギヤS2側にカウンタドライブギヤ19が位置することから、上記第3変形例の場合と同様の連結関係の理由から、プラネタリギヤセットGのリングギヤR2は大径のサンギヤS2側に配設され、これに伴い、第2のブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の位置関係は、第3変形例に対して逆転している。

【0121】この第4変形例の場合、上記第3変形例より減速トルクの伝達経路がサポート壁10Cの内周を通る分だけ長くなる点是否めないが、大重量要素であるプラネタリギヤセットGを第3変形例より更に前方に置くことで、変速機の剛性を高めることができ、また、第2のクラッチ(C-2)とプラネタリギヤセットGとの連結経路が短くなる利点が得られる。

【0122】次に、前記各実施形態では、第1及び第3



のクラッチ ( C-1, C-3 ) に関して、それらクラッチの油圧サーボ 6, 7 が減速プラネタリギヤ G1 の両側、すなわち第 1 のクラッチの油圧サーボ 6 が減速プラネタリギヤ G1 とプラネタリギヤセット G の間、第 3 のクラッチの油圧サーボ 7 が減速プラネタリギヤ G1 と前壁 10A 又は後端壁部 10e との間に分けて配置されているが、これら油圧サーボ 6, 7 は、減速プラネタリギヤ G1 の一方側にまとめて配置することもできる。図 12 は、こうした構成を採る第 2 実施形態を模式化した断面で示す。

【 0123 】 この形態の場合、両クラッチの油圧サーボ 6, 7 と一体化されたドラム 62, 72 は、共に変速機ケース 10 の前側ボス部 10a 外周に支持され、第 1 のクラッチのシリンダ 60 の内周側が減速プラネタリギヤ G1 のキャリア C1 に連結され、シリンダ 60 の外周側が第 3 のクラッチ ( C-3 ) のハブとされ、拡張部が自身のドラム 62 とされている。したがって、第 1 のクラッチの摩擦部材 63 については、その内周側がハブ 64 を介してプラネタリギヤセット G の小径のサンギヤ S3 に連結され、外周側がドラム 62 に係合した構成とされる。また、第 3 のクラッチの摩擦部材 73 については、その内周側が第 1 のクラッチ ( C-1 ) のシリンダ 60 の外周に係合し、外周側が自身のドラム 72 を介してプラネタリギヤセット G の大径のサンギヤ S2 に連結する構成とされている。

【 0124 】 この第 2 実施形態の場合、両クラッチの油圧サーボ 6, 7 の供給油路 10p, 10q が共にボス部 10a に形成され、油路を横断する相対回転部が共に一箇所のみなるため、前記各形態に比して、シールリングによる摺動抵抗の低減が可能な利点を得られる。

【 0125 】 ここで、クラッチの油圧サーボに油圧を供給する油路あるいは自動変速機全体に潤滑油を供給するための油路において、相対回転する部材の油路間での油の漏れを防ぐために配置されるシールリング数、及び軸内に重なって形成される油路の本数について考える。1 本の油路が経由するシールリングが多いと、コストがかかるだけでなく、その油路に油圧がかかっている状態では、シールリングに圧力がかかることで摺動抵抗が増大し、動力伝達効率を考えた場合、ロスが大きくなるという欠点がある。したがって、シールリングは少ないほうがよい。また、軸内に重なって配置される油路が多いと、軸の強度上の問題から軸径を大きくせざるを得ない。したがって、軸内に重なって配置される油路が多いと、それだけ自動変速機の径方向寸法が大きくなってしまいうので、軸内の油路は少ないほうがよい。本実施形態では、シールリングについては、変速機ケース 10 の前側ボス部 10a に形成された油路から第 3 のクラッチ ( C-3 ) の油圧サーボ 7 までの油路 10q に一对のシールリングが配置され、同じく前側ボス部 10a に形成された油路から第 1 のクラッチ ( C-1 ) の油圧サーボ

6 までの油路 10p に一对のシールリングが配置されており、また、変速機ケース 10 の後側ボス部 10b に形成された油路 10t から第 2 のクラッチ ( C-2 ) の油圧サーボ 5 までの油路に一对のシールリングが配置されている。更に、変速機ケース 10 の後側ボス部 10b に形成された油路と入力軸 11 に形成された潤滑油路 11s を連結する油路に 1 つのシールリングが配置されている。したがって、合計 3 対と 1 つのシールリングが配置されていることになる。また、軸内に形成される油路については重なる油路がない。このように、本実施形態においては、シールリングの数や軸内の油路を少なくすることができるので、動力伝達におけるロスが少なく、径方向寸法の小さい自動変速機とすることができるという効果も得られる。

【 0126 】 こうした第 1 及び第 3 のクラッチ ( C-1, C-3 ) を並べた構成を採る場合についても、第 1 実施形態の場合と同様に各種の変形が可能である。図 13 は第 2 実施形態を基本として、第 2 変形例と同様の要素配置を採った第 5 変形例を模式化した断面で示す。この場合の第 2 実施形態に対する利害得失は、第 1 実施形態に対する第 2 変形例の関係と同様である。

【 0127 】 次に、図 14 は第 2 実施形態に対して、第 1 変形例と同様の改変を加えた第 6 変形例を模式化した断面で示す。この場合の第 2 実施形態に対する利害得失も、第 1 実施形態に対する第 1 変形例の関係と同様である。

【 0128 】 更に、図 15 は第 2 実施形態に対して、第 4 変形例と同様の改変を加えた第 7 変形例を模式化した断面で示す。この場合の第 2 実施形態に対する利害得失も、第 1 実施形態に対する第 4 変形例の関係と同様である。

【 0129 】 次に、図 16 は第 1 実施形態に対して、第 1 及び第 3 のクラッチ ( C-1, C-3 ) の位置関係を逆転させた第 3 実施形態を示す。この形態では、第 1 のクラッチ ( C-1 ) の油圧サーボ 6 が前壁 10A と減速プラネタリギヤ G1 の間に配置され、第 3 のクラッチ ( C-3 ) の油圧サーボ 7 が減速プラネタリギヤ G1 とサポート壁 10C の間に配置されている。そして、第 1 のクラッチ ( C-1 ) の油圧サーボ 6 は前壁 10A から延びる前側ボス部 10a の外周に支持され、かつ前側ボス部 10a の油路 10p から油圧供給可能とされる。これに対して、第 3 のクラッチ ( C-3 ) の油圧サーボ 7 は、サポート壁 10C から前方に延びるボス部 10i 外周に支持され、かつボス部 10i の油路 10u から油圧供給可能とされる。この場合、減速プラネタリギヤ G1 が前側ボス部 10a の外周に支持される点は第 1 実施形態と同様であるが、その出力要素としてのキャリア C1 は、第 1 のクラッチの油圧サーボ 6 のシリンダ 60 の内周側に連結される。また、第 3 のクラッチの油圧サーボ 7 のシリンダ 70 は、それをプラネタリギヤセット G

の大径のサンギヤS2へ連結する部材に固定され、連結部材は、第3のクラッチのドラム72に対するバンドブレーキ(B-1)のバンド締結位置の内周側をサポート壁10Cのボス部10iの内周に支持される。

【0130】この第3実施形態の場合、第1実施形態に対して高トルク伝達系の長さは、第1のクラッチの油圧サーボ6のシリンダ60とドラム62を経由する分だけ長くなる点是否めないが、全てのクラッチの油圧サーボへの油圧供給が各ボス部から直接行えるようになるため、必要とするシールリングの数は、全ての実施形態中最小となり、摩擦抵抗の低減効果が最大に発揮される。

【0131】こうしたクラッチ配置の第3実施形態を基本とする構成においても、第1実施形態の場合と同様に他の要素の配列変更が可能である。図17はそうした一例としての第8変形例を同様の模式化した断面で示す。この例は、第3実施形態に対して全ての配列を前後逆転させたものである。この場合の利点は、図11を参照して前記した第4変形例と同様である。

【0132】次に、図18～図20は本発明の第4実施形態を示す。図18にそのギヤトレインを軸間を共通平面内に展開してスケルトンで示し、図19に実際の断面を示し、図20にその一部を拡大して示すように、この第4実施形態では、概括的に先の第1実施形態の図10に示す第3変形例とほぼ同様の要素配置が採られているので、図18のスケルトン、図19、図20の断面に表された各要素については、対応する要素に同様の符号を付して共通部分の説明に代える。また、図示を省略するが、軸間配置、係合図表、速度線図についても第1実施形態と同様であるので、それらを参照する先の第1実施形態の説明をもって、機能の説明に代える。

【0133】この実施形態は、高トルク伝達系の構成が先のいずれの形態とも相違する。また、変速機ケース10の構成、第2のクラッチ(C-2)の構成についても先行実施形態とは異なる構成が採られている。以下、この実施形態のギヤトレインについて相違点を主として説明する。

【0134】この形態では、変速機ケース10の後端がケース本体10Bとは別体のカバー10Eとされ、サポート壁10Cがケース本体10Bと一体化されている。したがって、サポート壁10Cより後側の各構成要素がケース後端側から組み込み可能なように、ケース本体10Bの周壁10fには先の各実施形態とは逆の後方で広がるテーパが付されている。

【0135】高トルク伝達系を構成する減速プラネタリギヤG1は、この構成では通常アルミ材製とされるカバー10Eに支持されることになるため、カバー10Eの後側ボス部10eに嵌めた鉄系金属製のスリーブに反力要素としてのサンギヤS1をスプライン係合固定することでスリーブを介してカバー10Eに固定する構成とされている。そして、入力要素としてのリングギヤR1

は、入力軸11に軸方向可動にスプライン係合させたフランジ11bを介して連結されている。また、出力要素としてのキャリアC1は、第1及び第3のクラッチに共通のシリンダ60に連結支持されている。

【0136】第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63は、減速プラネタリギヤG1の外周側に配置されている。そして、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73は、プラネタリギヤセットGの外周側に配置されている。このように、これら摩擦部材63、73をそれぞれ減速プラネタリギヤG1及びプラネタリギヤセットGに対して外径側にオーバーラップさせているのは、これらの摩擦部材が、エンジントルクを減速して増幅されたトルクを伝達することと、前記ストールトルク負荷の関係で、前記クラッチC-2より大容量のものであることから、減速プラネタリギヤG1とプラネタリギヤセットGに対して軸方向に並べた場合の小径化に伴う摩擦部材枚数の増加による軸方向寸法の増加を避ける意味合いを持っている。

【0137】このように配置した両クラッチ(C-1、C-3)の摩擦部材に対して、減速プラネタリギヤG1の軸方向他方側に、第1のクラッチ(C-1)及び第3のクラッチ(C-3)を操作する油圧サーボ6及び油圧サーボ7が設けられている。これらの油圧サーボ6、7は、それらの個々のピストン61、71を一方のシリンダ60の内側及び外側に嵌合させて個々に作動可能に配置されている。更に詳しくは、クラッチ(C-1)を構成する摩擦部材63の外周側に係合するドラム62と一体のシリンダ60の内側にピストン61が嵌挿され、シリンダ60の外側に被さるクラッチC-3のピストン71がドラム72と一体化されている。

【0138】この配列の油圧サーボ構成では、ピストン61がクラッチ(C-1)の摩擦部材63をドラム62との間で挟持し、それによりキャリアC1の減速回転をハブ64を介して小径のサンギヤS3に入力する作動を行う。このときのサーボ力は、ピストン61から摩擦部材63を経てシリンダ60に戻り、シリンダ60にかかる油圧反力と相殺する閉ループを構成する。一方、ピストン71は、クラッチ(C-3)の摩擦部材73を第1のクラッチのドラム62との間で挟持し、それによりキャリアC1の減速回転をハブ74を介して大径のサンギヤS2に入力する作動を行う。このときのサーボ力も、ピストン71から摩擦部材72を経てシリンダ60に戻り、シリンダ60にかかる油圧反力と相殺する閉ループを構成する。

【0139】このように、両クラッチ(C-1、C-3)の摩擦部材の位置を自動変速機の外端から離れた配置とし、比較的設計自由度が大きなそれらの操作の油圧サーボ6、7を外端に配置することにより、搭載する車両との干渉が問題となる変速機端部の形状に自由度を与え、車両搭載性を向上させている。しかも、一方のク

ラッチ(C-1)のシリンダを共通化し、それぞれのピストン61、71を内外位置関係に置いて、個々に作動可能とすることで、2つのクラッチ(C-1、C-3)の組み替え操作(こうした操作は、跳び変速時に必要となる)を可能としながら、両油圧サーボの専有スペースをコンパクト化している。

【0140】一方、この形態におけるクラッチ(C-2)は、ギヤトレインの前端部に位置することから、その摩擦部材と油圧サーボの間に障害物のない配置とすることができる。そこで、本形態では、クラッチ(C-2)を操作する油圧サーボ5を、変速機ケース10にシリンダとピストンとを内蔵させた静止シリンダ型の油圧サーボとしている。詳しくは、シリンダ50は、変速機ケース10の前端壁10Aを構成するオイルポンプカバーに環状溝として形成されており、その内部に、同じく環状溝のピストン51が軸方向摺動自在に嵌合された構成とされている。そして、このピストン51は、スラストベアリング57を介してプレッシャプレート58を押圧する構成とされ、入力軸11に一体化されたフランジ59との間で摩擦部材53を挟持して、フランジ59側のハブからの入力回転をドラム52を介してキャリアC2、C3に入力することになる。

【0141】ところで、こうした静止シリンダ型の油圧サーボ構成を採ると、一般的なドラムと一体化した油圧サーボのようにサーボドラム内でサーボ力を閉ループさせることで、軸方向の不平衡力を相殺することができなくなるが、本形態では、減速プラネタリギヤG1を、その反力要素としてのサンギヤS1が変速機ケース10に固定され、その入力要素としてのリングギヤR1がフランジ11bを介して入力軸11に連結されており、フランジ11bとサンギヤS1との間にベアリング15が配設された構成により、静止シリンダ型油圧サーボ5のサーボ力は、入力軸11、フランジ11b及びベアリング15を介してサンギヤS1に伝達されて、変速機ケース10のカバー10Eに支持されるようにしている。

【0142】次に、図21～図23は、第5実施形態とその変形例を示す。これらの形態は、本発明の基本的特徴に係る高トルク伝達系自体に改変を加えたものではないが、トランスアクスルの形態を採る自動変速機におけるカウンタ軸Yを減速軸としない構成のものへの適用例として挙げている。

【0143】図21にギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この形態では、カウンタ軸Y上の歯車が、カウンタドライブギヤ19の回転方向とデフリングギヤ31の回転方向を合わせるだけの単なるアイドラギヤ23とされるため、主軸X上の出力部材としてのカウンタドライブギヤ19は、デフリングギヤ31の位置に合わせて、変速機構の最前部に配置される。この場合のその余の各要素配置は、図10に示す第1実施形態の第3変形例とほぼ同様である。ただし、カウンタドライブギヤ

19と第2のクラッチ(C-2)の配置の逆転に伴い、図22に示すように、プラネタリギヤセットGのリングギヤR2とカウンタドライブギヤ19とは、第2のクラッチ(C-2)の外周に被さるドラム状の動力伝達部材で連結される。

【0144】この実施形態による利点は、ほぼ同様の配置を採る前記第3変形例の場合と類似するが、特にこの形態の特徴としてカウンタドライブギヤ19をケース前端壁10Aで支持することになるため、ケース本体10Bにサポートを設ける必要がなく、しかも、同様にケースへの支持構造を採る図8に示す第1変形例に比して、ギヤノイズを生じるカウンタドライブギヤ19をノイズ放射されにくい変速機の最奥部に置いたことによるため、ギヤノイズの低減の点で有利となる。

【0145】次に、図23に模式化した断面で示すトレイン構成は、第5実施形態において、高トルク伝達系の構成を第4実施形態の場合と同様とした第9変形例を示す。この場合、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73がプラネタリギヤセットGの外周まで張り出すことから、第2のブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)は相対的に前方に移され、先に述べたようなプラネタリギヤセットGの外径との関係から、第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボの容量を確保すべく、位置関係と向きが逆転している。

【0146】この形態の利点は、第4実施形態の高トルク伝達系の利点と、上記第5実施形態の利点とを合わせたものとなる。

【0147】以上の各実施形態は、本発明のトランスアクスルへの適用を例示したものであるが、本発明は、フロントエンジン・リヤドライブ(FR)車用の縦置きの変速機にも適用可能である。図24～図29は、こうした例示としての第6実施形態とその変形例を示す。これらの形態における変速機構も本質的には、前記各形態を同様のものであるが、縦置きしたことに伴う2つの相違点がある。その第1は、横置きの場合に比べて軸長の制約が緩やかであるため、変速過渡時、特に組み替え変速時の油圧制御を簡略化すべく、先行実施形態における第2のブレーキ(B-2)に対するワンウェイクラッチ(F-1)の併設と同様の意味を持つワンウェイクラッチとブレーキの組み合わせを第1のブレーキ(B-1)に対して設けている点である。そして、第2は、出力要素としてのリングギヤR2を入力軸11と同軸の出力軸に連結している点である。

【0148】こうした構成要素の付加に伴い、第2のブレーキとワンウェイクラッチの呼称が各先行形態に対してずれているので、冗長とはなるが、混乱を避ける意味で、ギヤトレイン構成から改めて説明する。

【0149】図24～図27は第6実施形態のギヤトレインをスケルトンで示す。図24を参照して、この自動変速機では、その機構の最前部に、図示しないエンジン

に連結されるロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置され、その後部に前進6速・後進1速を達成する変速機構が配置された構成が採られている。トルクコンバータ4は、ポンプインペラ41と、タービンランナ42と、それらの間に配置されたステータ43と、ステータ43を変速機のケース部10に一方方向回転係合させるワンウェイクラッチ44と、ワンウェイクラッチのインナレースを変速機のケース部10に固定するステータシャフト45とを備える。

【0150】変速機構の主体をなすプラネタリギヤセットGは、先の各実施形態と同様に、大小径の異なる一対のサンギヤS2、S3と、互いに噛合して一方が大径のサンギヤS2に噛合するとともにリングギヤR3に噛合し、他方が小径のサンギヤS3に噛合する一対のピニオンギヤP2、P3を支持するキャリアC2(C3)からなるラビニヨ式のギヤセットで構成されている。

【0151】また、減速プラネタリギヤG1についても同様に、シンプルプラネタリギヤで構成され、その入力要素としてのリングギヤR1を入力軸11に連結され、出力要素としてのキャリアC1を第1のクラッチ(C-1)を介して小径サンギヤS3に連結されるとともに、第3のクラッチ(C-3)を介して大径のサンギヤS2に連結され、反力を取る固定要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定されている。

【0152】この自動変速機の場合の各クラッチ、ブレーキ及びワンウェイクラッチの係合・解放と達成される変速段との関係は図25の係合図表に示すようになる。係合表における○印は係合、無印は解放、△印はエンジンブレーキ時のみの係合、●印は変速段の達成に直接作用しない係合を表す。また、図26は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0153】両図を併せ参照してわかるように、第1速(1st)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-3)の係合(本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキ(B-3)の係合に代えてワンウェイクラッチ(F-2)の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ(B-3)の係合に相当する理由については、それらの呼称がだけで、先の実施形態においてブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)との関係で述べた通りである。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-1経由で小径サンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチF-2の係合により係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR3の最大減速比の減速回転が出力軸19Aに出力される。

【0154】次に、第2速(2nd)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)の係合に相当するワンウェイ

クラッチ(F-1)の係合とそれを有効にするブレーキ(B-2)の係合(これらの係合がブレーキ(B-1)の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-2)及びワンウェイクラッチ(F-1)の係合により係止された大径サンギヤS2に反力を取って、リングギヤR3の減速回転が出力軸19Aに出力される。このときの減速比は、図26にみるように、第1速(1st)より小さくなる。

【0155】また、第3速(3rd)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)経由で同時に大径サンギヤS2と小径サンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR3の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、出力軸19Aに出力される。

【0156】更に、第4速(4th)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由でサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリアC3に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR3の回転として出力軸19Aに出力される。

【0157】次に、第5速(5th)は、クラッチ(C-2)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリアC2に入力され、リングギヤR3の入力軸11の回転より僅かに増速された回転が出力軸19Aに出力される。

【0158】そして、第6速(6th)は、クラッチ(C-2)とブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチ(C-2)経由で非減速回転がキャリアC2にのみ入力され、ブレーキ(B-1)の係合により係止されたサンギヤS2に反力を取り、リングギヤR3の更に増速された回転が出力軸19Aに出力される。

【0159】なお、後進(R)は、クラッチ(C-3)とブレーキ(B-3)の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、ブレーキ(B-3)の係合により係止されたキャリアC2に反力を取り、リングギヤR3の逆転が出

力軸19Aに出力される。

【0160】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ(F-1)と両ブレーキ(B-1, B-2)との関係について説明する。この場合は、サンギヤS2に連結したワンウェイクラッチ(F-1)の係合方向をサンギヤS2の第2速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-1)に実質上ブレーキ(B-1)の係合と同等の機能を発揮させることができる。ただし、このサンギヤS2は、キャリアC2(C3)とは異なり、第2速時のエンジンブレーキ効果を得るために係合するだけでなく、第6速達成のためにも係止される変速要素であるため、ブレーキ(B-1)が必要となる。また、サンギヤS2は、図24の速度線図でも分かるように、第1速(1st)達成時には入力回転方向に対して逆方向に回転するが、第3速以上の変速段の場合は、入力回転方向と同じ方向に回転する。したがって、ワンウェイクラッチ(F-1)は、直接固定部材に連結することができないため、ブレーキ(B-2)との直列配置により係合状態の有効性を制御可能な構成としている。

【0161】このようにして達成される各変速段は、図26の速度線図上で、リングギヤR3, R2の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図25に示すギヤ比及びギヤ比間のステップとなる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.556$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 0.458$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 0.375$ に設定した場合であり、ギヤ比幅は $6.049$ となる。

【0162】次に、図27は自動変速機の構成を更に詳細に断面で示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、次に説明する。まず、入力軸11は、この形態では、主として加工上の便宜のために軸前半部11Aと軸後半部11Bとに分割されているが、互いにスプライン等で緊密に嵌合させて実質上一体化させた構成とされている。入力軸11の小径化された前端部は、トルクコンバータ4のタービンランナ42に連結され、大径の前端部がステータシャフト45を介して変速機ケース10のオイルポンプカバーで構成される前端壁10Aの前側ボス部10aに回転自在に支持されている。入力軸11の小径化された後端部は、出力軸19Aの凹部19aに嵌挿されて、出力軸19Aを介して変速機ケース10の後端壁部10eに回転自在に支持されている。減速プラネタリギヤG1への入力部は、入力軸前半部11Aのフランジとさ

れ、リングギヤR1に連結されている。

【0163】この入力軸前半部11Aには、前側ボス部10aに形成されたケース内油路に連結するライン圧の供給路11pと、潤滑圧の供給路11rとが形成され、供給路11pの軸方向端部は閉栓され、径方向油路により第1のクラッチの油圧サーボに連通している。また、潤滑圧の供給路11rの軸方向端部は開放され、入力軸後半部11Bに形成された潤滑油圧の供給路11sに連通している。入力軸後半部11Bの潤滑油圧の供給路11sは、軸の後端部近傍で終端し、軸の後端側に形成されたライン圧の供給路11tと分離されている。

【0164】次に、出力軸19Aは、その前端部をローラベアリングを介して変速機ケース10の後端壁部10eに回転自在に支持され、後端部をボールベアリングを介して変速機ケース10の最後部に回転自在に支持されている。プラネタリギヤセットGの出力要素への連結部は、入力軸後半部11Bのフランジとされ、ドラム状部材を介してリングギヤR3に連結されている。

【0165】この出力軸19Aには、変速機ケース10の後部のケース内油路に通じるライン圧の供給路が前記凹部19aにより形成されており、この供給路が、凹部19aに嵌挿された入力軸後半部11Bの後端部に形成された供給路11tを介して第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5に連通している。

【0166】プラネタリギヤセットGは、入力軸後半部11Bの軸方向ほぼ中央部分の外周側に配置され、入力軸後半部11Bの外周にサンギヤS3が回転自在に支持され、更にその外周にサンギヤS2が回転自在に支持されている。ピニオンP2, P3を支持するキャリアC2, C3は一体化され、その前端部はサンギヤS2に回転自在に支持され、後端部は入力軸後半部11Bに回転自在に支持されている。

【0167】減速プラネタリギヤG1は、入力軸前半部11Aの大径部の軸方向ほぼ中央位置に外周に配置され、そのサンギヤS1は、変速機ケース10の前側ボス部10a内周に嵌挿されたステータシャフト45の後端にスプライン嵌合で固定されている。減速プラネタリギヤG1のキャリアC1は、前側ボス部10aの外周に片持支持されている。

【0168】第1のクラッチ(C-1)は、そのシリンダ60の内周部を入力軸前半部11Aの外周に回転自在に支持され、第3のクラッチ(C-3)のハブ74を介して減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結されている。クラッチ(C-1)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材63は、セパレータプレートをドラム62の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ64の外周に係合支持されて、ドラム62とハブ64との間に配置され、ハブ64の内周がサンギヤS3に連結されている。クラッチ(C-1)の油圧サーボ6は、ドラム62の内側をシリンダ60とし、それに軸方

向摺動自在に嵌挿されたピストン61と、ドラム62の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン61とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズpringとを備えた構成とされている。

【0169】第3のクラッチ(C-3)は、そのドラム72がワンウェイクラッチ(F-1)のインナレースと連結されるとともに、その前端部が変速機ケース10の前側ボス部10aに回転自在に支持され、後端部をサンギヤS2に連結支持されている。クラッチ(C-3)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材73は、セパレータプレートをドラム72の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ74の外周に係合支持されて、ドラム72とハブ74との間に配置され、ハブ74の後端が第1のクラッチ(C-1)のドラム62に固定されている。クラッチ(C-3)の油圧サーボ7は、ドラム72と一体のシリンダ70と、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン71と、シリンダ70の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン71とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズpringとを備えた構成とされている。

【0170】第2のクラッチ(C-2)は、そのドラム52の後端部を入力軸後半部10Bのフランジに固定され、片持ち状態で支持されている。クラッチ(C-2)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材53は、セパレータプレートをドラム52の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ54の外周に係合支持されて、ドラム52とハブ54との間に配置され、ハブ54の前端がプラネタリギヤセットGのキャリアC3に固定されて片持ち状態で支持されている。クラッチC-2の油圧サーボ5は、入力軸11の外周をシリンダ50の一部としてドラム52と一体化され、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン51と、入力軸後半部11Bに軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン51とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンズpringとを備えた構成とされている。

【0171】第1のブレーキ(B-1)は、第3のクラッチ(C-3)のドラム72の外周に係合するバンド83を備えるバンドブレーキとされている。なお、このブレーキの油圧サーボについては、図示を省略されている。

【0172】第2のブレーキ(B-3)は、多板の摩擦材とセパレータプレートを摩擦部材93とする多板ブレーキとされ、セパレータプレートが変速機ケース内周に係止支持され、摩擦材がキャリアC2に固定されたハブ94に係合支持されている。ブレーキ(B-3)の油圧サーボ9は、変速機ケース本体10Bの後端壁部10eをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン91と、変速機ケースの後端壁部に軸方向止めされてピストン91に当接するリターンズpringとを備えた構成とされている。ピストン91のケースの周壁10fに

沿って延長されて摩擦部材93の後端に至る延長部は、その外周をケース周壁10fのスプライン10gに嵌合させて回り止めされている。

【0173】このブレーキ(B-3)の摩擦部材93は、プラネタリギヤセットGの小径のサンギヤS3の外周側に径方向に重合させて配置されている。

【0174】また、ワンウェイクラッチ(F-1)は、そのインナレースを第3のクラッチ(C-3)のシリンダ70に固定され、アウトレースをブレーキ(B-2)のハブと一体化された構成とされ、第3のクラッチ(C-3)の前方、すなわち変速機構の最前部に配置されている。アウトレースを変速機ケース10に係止するブレーキ(B-2)は、アウトレースに係合支持された摩擦材と、変速機ケースの内周スプラインに係合支持されたセパレータプレートを摩擦部材とする多板構成のブレーキとされている。ブレーキ(B-2)の油圧サーボは、変速機ケース10の前端壁10Aをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストンと、変速機ケース10の前端壁に軸方向止めされてピストンに当接するリターンズpringとを備えた構成とされている。

【0175】そして、ワンウェイクラッチ(F-2)は、そのインナレースをキャリアC2の前端部にスプライン結合され、アウトレースを変速機ケース内周のスプライン10gに係合させて、第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63とプラネタリギヤセットGとの間の軸方向位置に配置されている。

【0176】この第6実施形態の場合も、キャリアC2(C3)に入力軸11の回転を直接入力するクラッチ(C-2)は、前記の説明から明らかなように、前進1速(1st)～3速(3rd)及び後進(R)時に係合されないクラッチである。そのため、このクラッチ(C-2)は、車両停止時のようなトルクコンバータ4からのエンジントルクを増幅したストールトルクを受けることはなく、また、図26の速度線図を参照して、他の2つのクラッチ(C-1, C-3)との対比でわかるように、減速による増幅トルクを負担することはない。したがって、このクラッチ(C-2)は、他のクラッチに比してトルク容量(この容量は、クラッチ径と摩擦部材の摩擦材の枚数により決まる)の小さなクラッチとすることができる。したがって、このクラッチ径を小さくすることで、自動変速後部の外径を小さくすることができ、車室内スペースへの影響を小さくすることができる。

【0177】また、出力軸19Aは、入力軸11の端部に対向する凹部19aを形成され、自動変速機の後部で支持され、入力軸11は、出力軸19Aの前端部に対向する先端部が、出力軸の凹部19aに嵌挿されて、そこで後端部を支持され、第2のクラッチC-2の油圧サーボ5への油圧の供給路は、出力軸19Aから入力軸11の後端部に渡って形成され、自動変速機内部潤滑用の油路10sは、入力軸11における供給路11tが形成さ

れた後端部より前方に形成されているので、クラッチ作動用油圧と潤滑油供給のための2本の油路を入力軸後端部に併設する場合に比べて、その分だけ、出力軸19Aの凹部19aに挿入される入力軸11後端部の径を小さくすることができ、入力軸11の後端部の支持のために出力軸19Aの凹部19aに嵌挿した入力軸後部の径を小さくすることができる。したがって、この構成によれば、自動変速機における後部の外径を軸径の面からも小さくすることができ、一層車室内スペースへの影響を小さくすることができる。

【0178】更に、プラネタリギヤセットGは、そのキャリアC2、C3が一体に構成され、キャリアC2、C3は、その軸方向の一端をサンギヤS2を介して、また他端を直接入力軸11に保持され、ほぼ両端位置で入力軸11に支持されているので、変速要素数が多いことで質量が大きくなることを避けたいプラネタリギヤセットGを、そのほぼ両端位置で、同一部材である入力軸11に支持することができるので、支持の同心性が高くなり、精度の良いプラネタリギヤセット配置が可能となる。

【0179】次に、プラネタリギヤセットGのリングギヤを欠く外周側に、第2のブレーキ(B-3)の摩擦部材93が配置されているので、プラネタリギヤセットG外周側の本来デッドスペースとなる部分をブレーキの摩擦部材93の配置に有効に活用できるので、変速機の軸方向及び径方向の短縮に役立てることができる。

【0180】更に、第2のブレーキ(B-3)は、その摩擦部材93を多板の摩擦部材とされ、その油圧サーボ9が変速機の最後部に配置されているので、自動変速機ケース10の後端壁部を油圧サーボシリンダとして利用でき、油圧サーボがバンドブレーキの場合のように変速機ケース外部に張り出すことがなくなり、車室のスペースを小さくすることがない。また、バンドブレーキの場合、その係合によって、バンドブレーキの配置されるキャリアに対して、ある方向への力がかかり、これがプラネタリギヤセットのセンタリングや支持、あるいはプラネタリギヤセットが支持されている入力軸の支持やセンタリングに悪影響を及ぼす。そのため、入力軸やプラネタリギヤセットを支持するためのブッシュやベアリング、あるいは入力軸自体を大型化する必要がある。しかし、この実施形態において、第2のブレーキ(B-3)は多板ブレーキであるため、上記のようなことがなく、コンパクトな自動変速機とすることができる。

【0181】そして、第3のクラッチ(C-3)が減速プラネタリギヤG1の前方に配置され、そのクラッチの油圧サーボ7を形成するシリンダ70が、変速機前端壁10Aから延びる前側ボス部10aに支持され、その油圧サーボ7への油圧の供給路が前側ボス部10aに形成され、減速プラネタリギヤG1は、そのサンギヤS1を前側ボス部10aに固定し、リングギヤR1を減速プラ

ネタリギヤG1の後方で入力軸11に連結し、キャリアC1からの出力を減速プラネタリG1の前方へ取り出す構造としているので、クラッチドラム72の支持及び油圧の供給のための前側ボス部10aを、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1の固定部材として利用することで、別途サンギヤ固定のためのサポート部材を設ける必要がなくなり、その分、コンパクト化が成されている。

【0182】更に、前側ボス部10aの内周に、ステータシャフト45を延長し、ステータシャフトの他端に、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1を固定したので、サンギヤS1の小径化による減速プラネタリギヤ全体の小型化が達成され、この小型化により、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73の内周側に減速プラネタリギヤG1を配置することで、自動変速機の軸方向寸法が短縮されている。

【0183】また、減速プラネタリギヤG1は、第1のクラッチ及び第3のクラッチの油圧サーボ6、7の間に配置され、それら油圧サーボの一方を構成するシリンダ70が、前側ボス部の外周に回転自在に支持され、油圧サーボの他方を構成するシリンダ60が、入力軸11の外周に回転自在に支持された構成により、変速機ケース10の前側ボス部10a外周に油圧サーボを支持した場合と比較して、支持部の径が小さい分だけピストン61の受圧面積を大きく採ることができるため、トルク容量の確保が容易となっている。

【0184】ところで、前記第6実施形態では、入力軸11を分割構成としたが、純粹に機構的な利点を求めれば、入力軸は一体構成とすることもできる。図28は、こうした構成を採る第10変形例の断面構造を示す。以下、重複を避ける意味で、この形態における前記第6実施形態との相違点のみ説明する。この形態では、第6実施形態に対して第1のクラッチの油圧サーボ6と減速プラネタリギヤG1の軸方向位置関係が逆転している。これに伴い、第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6も第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7と同様に変速機ケースの前側ボス部10aの外周に配置することが可能となり、該サーボへの油圧供給も第3のクラッチ(C-3)と同様に、前側ボス部10aの油路から入力軸11を介することなく成される。更に、この構成の利点は、変速機ケースの前側ボス部10aが長くなり、入力軸11の前側の支持部と後ろ側の支持部との間隔が短縮される点にもある。

【0185】しかも、この第10変形例では、第1のクラッチの摩擦部材63の内周側に減速プラネタリギヤG1が配置され、減速プラネタリギヤの前方に第1のクラッチの油圧サーボ6が配置され、その外周側に、第3のクラッチの摩擦部材73が配置され、一方のクラッチの油圧サーボ6の前方に、他方のクラッチの油圧サーボ7が配置された構成により、減速プラネタリギヤG1と両クラッチの摩擦部材63、73と油圧サーボ6、7の組

み合わせ配置により、コンパクトな構成を実現できる。また、油圧サーボ6、7と摩擦部材63、73の配置位置がオフセットされているので、ピストン61、71が複数の曲部を持たざるを得ないが、その結果、ピストンの剛性が向上する利点を得られる。

【0186】そして、減速プラネタリギヤG1は、第1のクラッチ及び第3のクラッチの油圧サーボ6、7の後方に配置され、両油圧サーボを構成する2つのシリンダ60、70が、前側ボス部10aの外周に回転自在に支持され、両油圧サーボ6、7への油圧の供給路が、前側ボス部10aに形成された構成により、油圧サーボ6、7への油圧の供給路を入力軸11を経ることなく構成できるので、油路の形成が容易となる。また、入力軸11が1本軸なので、高い軸剛性を確保できる。更に、変速機ケースの前側ボス部10aが自動変速機の内部まで延在されているので、変速機ケースによる入力軸11及び出力軸19Aの支持部間の間隔が狭くなり、しかも、そのように支持部間隔を狭めた軸上にプラネタリギヤセットGが支持されるので、プラネタリギヤセットの支持が確実になる。

【0187】また、この第10変形例では、クラッチの油圧サーボに油圧を供給する油路あるいは自動変速機全体に潤滑油を供給するための油路において、相対回転する部材の油路間での油の漏れを防ぐために配置されるシールリング数、及び軸内に重なって形成される油路の本数については、図28を見ても分かる通り、変速機ケース10の後端部から第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボへの油路中に配置されるシールリングが2組と1つ、変速機ケース10の前側ボス部10a内に形成された油路から第1及び第3の油圧サーボに油圧を供給する油路にそれぞれ1組ずつ、そして、変速機ケース10の前側ボス部10a内に形成された油路から入力軸11内に形成された潤滑油路に油圧を供給する油路中に1組(図示せず)配置されている。したがって、合計5組と1つのシールリングが配置されていることになる。また、軸内の油路は1本である。このように、本実施形態では、シールリングの数や軸内の油路を少なくすることができるので、動力伝達におけるロスが少なく、軸方向寸法の小さい自動変速機とすることができるという効果も得られる。

【0188】最後に、図29は第6実施形態に対して主としてサポート壁10Cを設けた点が異なる第11変形例を示す。この形態では、サポート壁10Cの付設に伴い、該壁を利用して第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボを内蔵すべく、ワンウェイクラッチ(F-1)と第2のブレーキ(B-2)の摩擦部材は、サポート壁10Cに移設されている。そして、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7については、入力軸11を介しない油圧供給を可能とするべく、そのシリンダ70をサポート壁10Cから前方に延ばしたボス部10cの外周に支

持する配置とされている。

【0189】この第11変形例による利点は、クラッチの係脱に関係なく減速プラネタリギヤG1を経た減速回転で常時回転する第1のクラッチ(C-1)のドラム62を変速機ケース10の周壁10f側に対面させることができる点にある。これにより、変速機制御のために必要な入力回転数の検出を、そのためのセンサを機構の奥部に埋設させることなく、変速機ケース10の周壁10fに取り付けたセンサSnにより検出可能となる。

【0190】以上、本発明を6つの実施形態に基づき変形例も含めて詳説したが、本発明は、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に細部の具体的な構成を変更して実施することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を適用した自動変速機の第1実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図2】ギヤトレインの3軸位置関係を示す軸方向端面図である。

【図3】ギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図4】ギヤトレインの速度線図である。

【図5】ギヤトレインの全体構成を示す断面図である。

【図6】ギヤトレインの主軸部分の前半部を示す拡大断面図である。

【図7】ギヤトレインの主軸部分の後半部を示す拡大断面図である。

【図8】第1実施形態に対する第1変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図9】第1実施形態に対する第2変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図10】第1実施形態に対する第3変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図11】第1実施形態に対する第4変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図12】本発明の第2実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図13】第2実施形態を基とする第5変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図14】第2実施形態を基とする第6変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図15】第2実施形態を基とする第7変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図16】本発明の第3実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図17】第3実施形態を基とする第8変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図18】本発明の第4実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図19】第4実施形態のギヤトレインの全体構成を示す断面図である。



【図20】第4実施形態のギヤトレインの主軸部分を示す模式断面図である。

【図21】本発明の第5実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図22】第5実施形態のギヤトレインを示す軸方向模式断面図である。

【図23】第5実施形態を基とする第9変形例を示す軸方向模式断面図である。

【図24】本発明の第6実施形態のギヤトレインのスケルトン図である。

【図25】第6実施形態のギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図26】第6実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図27】第6実施形態のギヤトレインの軸方向断面図である。

【図28】第6実施形態を基とする第10変形例の軸方向断面図である。

【図29】第6実施形態を基とする第11変形例の軸方向模式断面図である。

【符号の説明】

G プラネタリギヤセット

G1 減速プラネタリギヤ

C-1 第1のクラッチ

C-2 第2のクラッチ

C-3 第3のクラッチ

B-1 バンドブレーキ (ブレーキ)

S1 サンギヤ (1要素)

S2 大径のサンギヤ (減速入力要素)

S3 小径のサンギヤ (減速入力要素)

C1 キャリア (出力要素)

C2, C3 キャリア (非減速回転入力要素)

R2, R3 リングギヤ (プラネタリギヤセットの出力要素)

3 ディファレンシャル装置

5, 6, 7 油圧サーボ

10 変速機ケース

10A 前端壁 (壁)

10e 後端壁部 (壁)

10a, 10b, 10c ボス部

10C サポート壁 (別の壁)

11 入力軸

19 カウンタドライブギヤ

19A 出力軸

20 カウンタ軸

21 カウンタドリブンギヤ

50, 60, 70 シリンダ

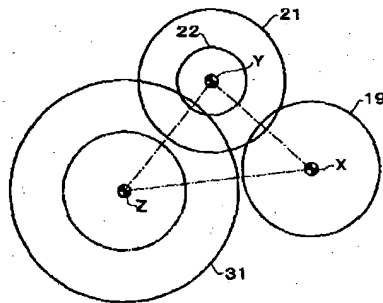
52, 62, 72 ドラム

53, 63, 73 摩擦部材

51, 61, 71 ピストン

74 ハブ (共通のハブ)

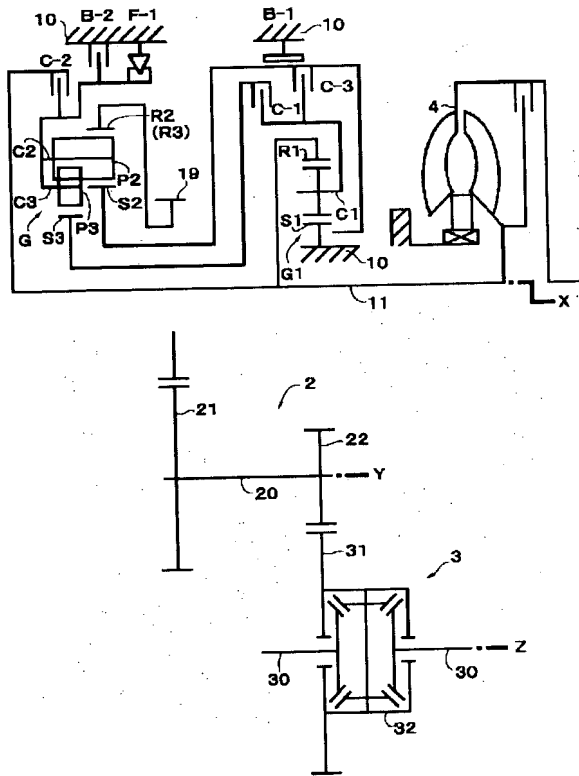
【図2】



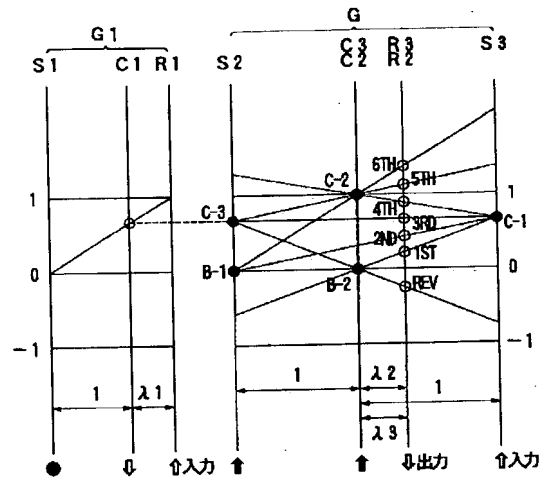
【図3】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1	ギヤ比	ステップ
P								
REV			○		○		3.389	
N								
1ST	○				(○)	○	4.067	
2ND	○			○			2.354	1.73
3RD	○		○				1.564	1.51
4TH	○	○					1.161	1.35
5TH		○	○				0.857	1.35
6TH		○		○			0.684	1.25

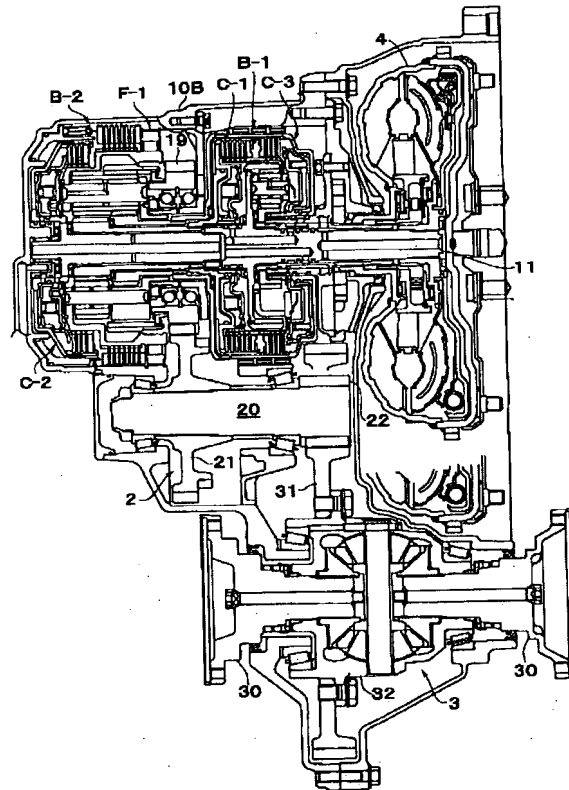
【図1】



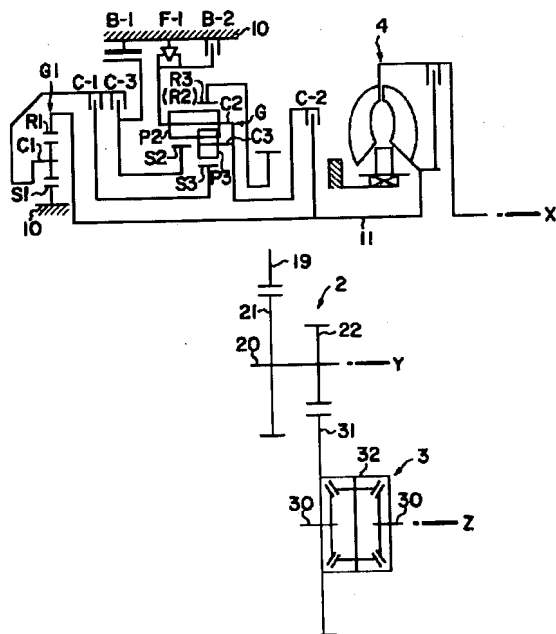
【図4】



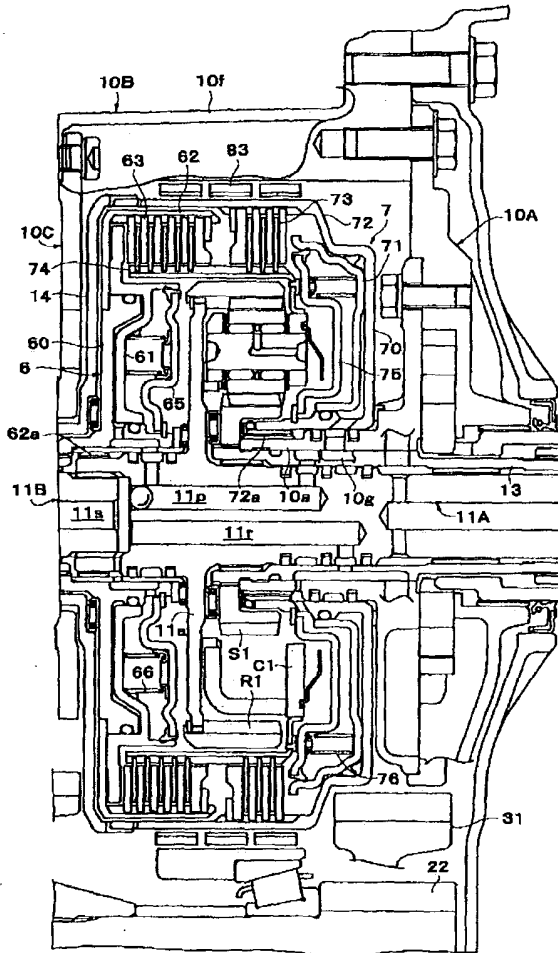
【図5】



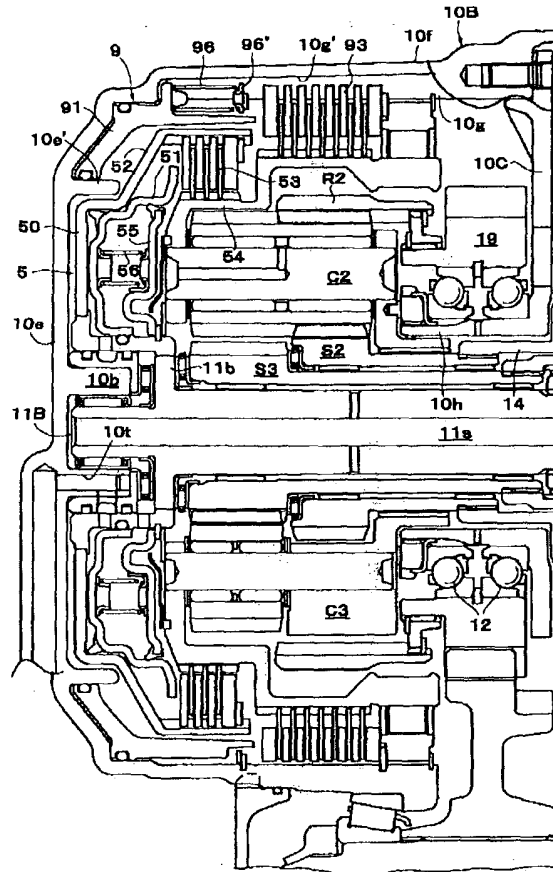
【図18】



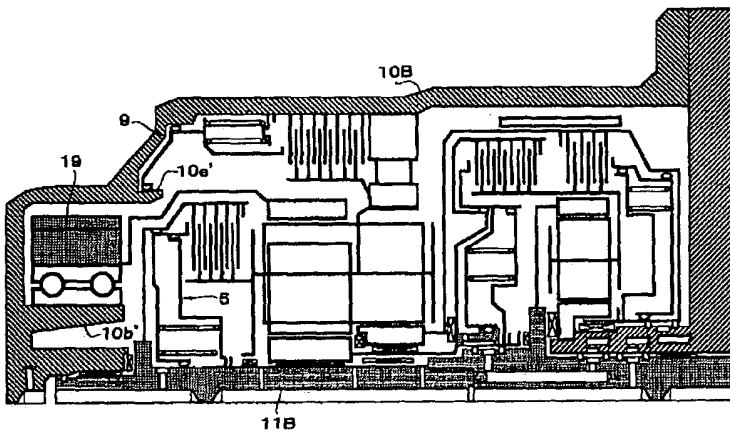
【図6】



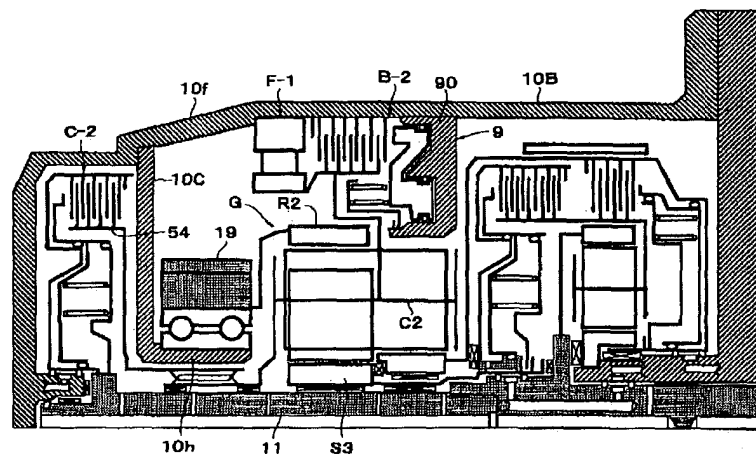
【図7】



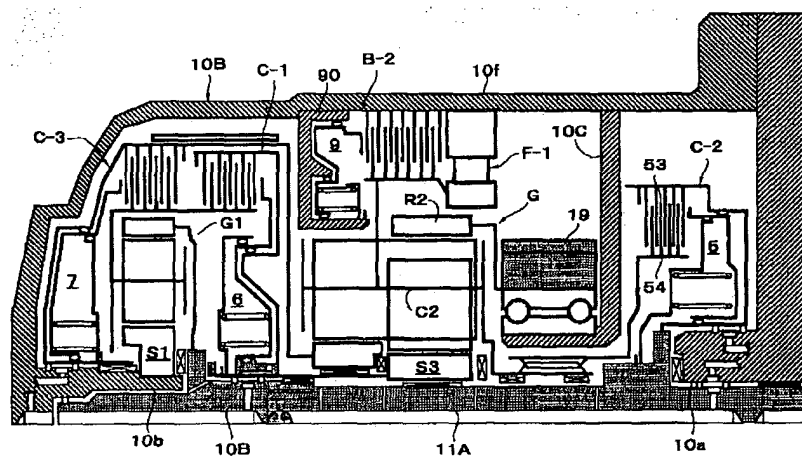
【図8】



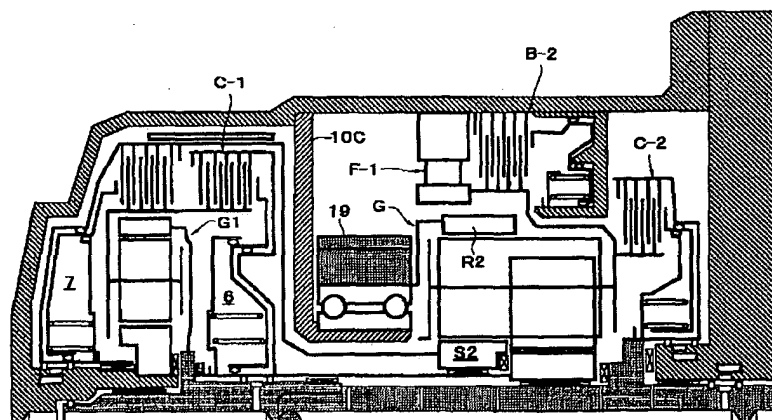
【図9】



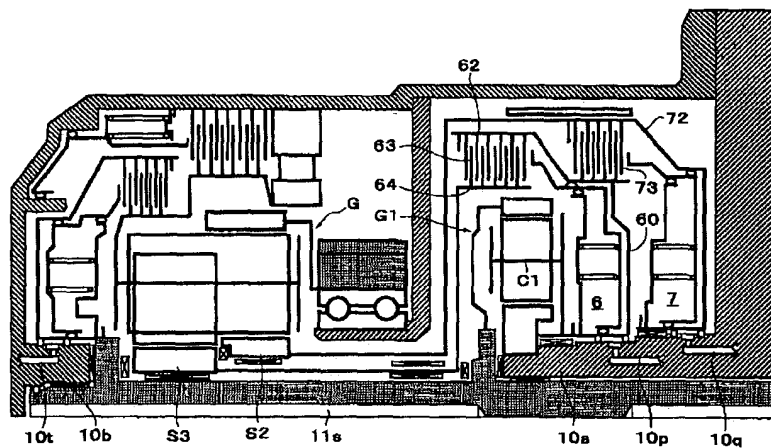
【図10】



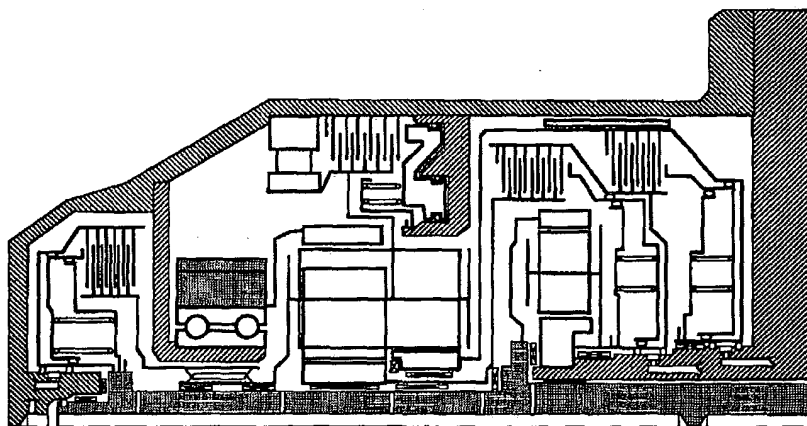
【図11】



【図12】



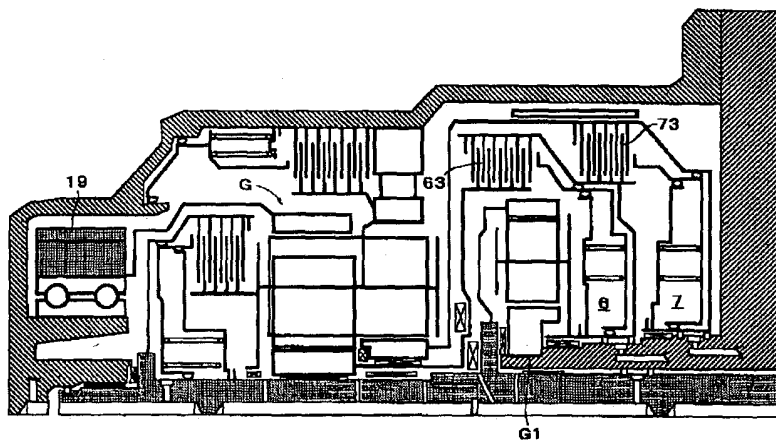
【図13】



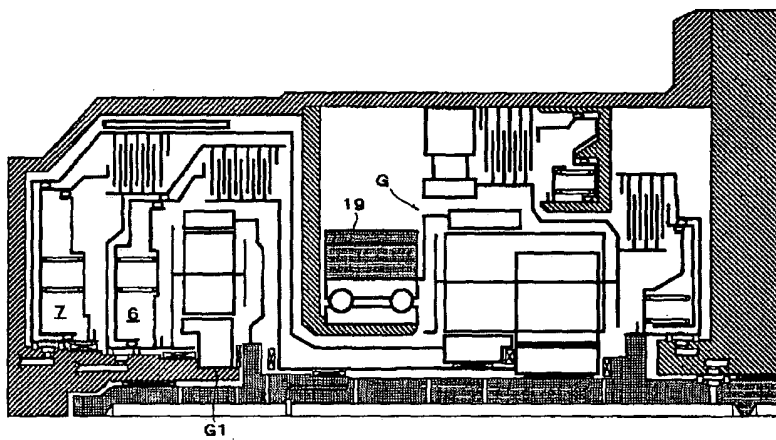
【図25】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	F-1	F-2	ギヤ比	ステップ
P										
R			○			○			3.394	
N										
1st	○					△		○	4.148	1.75
2nd	○			△	○		○		2.370	1.52
3rd	○		○						1.558	1.35
4th	○	○							1.155	1.34
5th		○	○						0.859	1.25
6th		○		○					0.686	

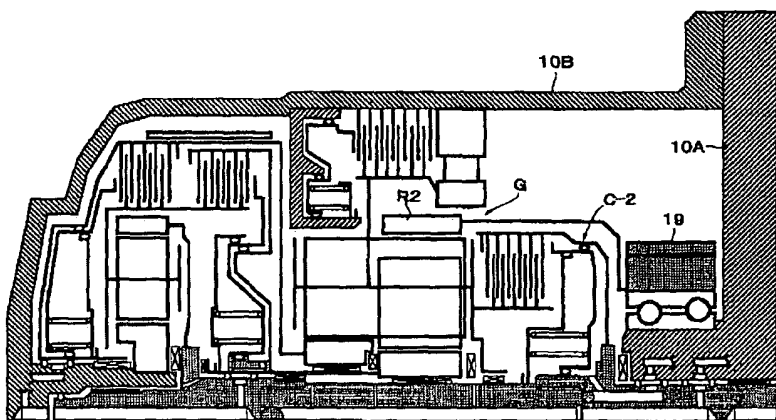
【図14】

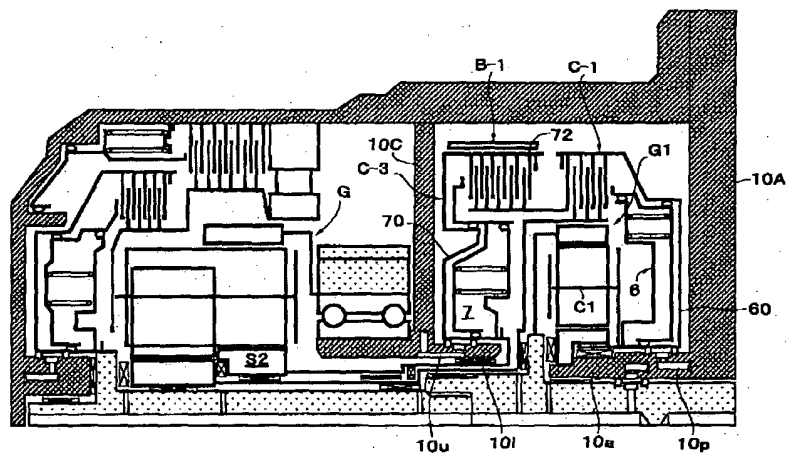


【図15】

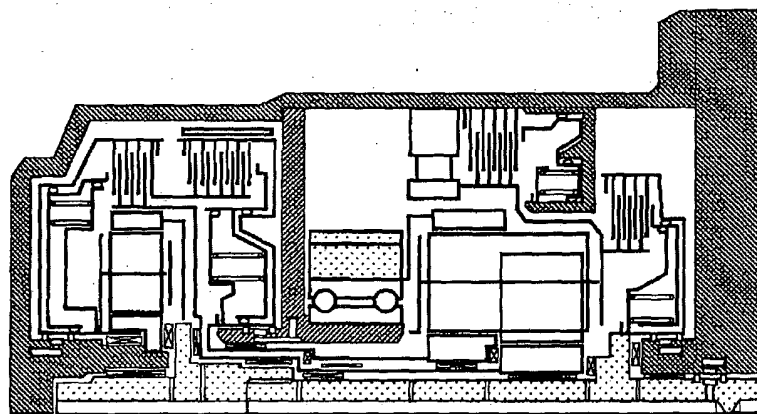


【図22】

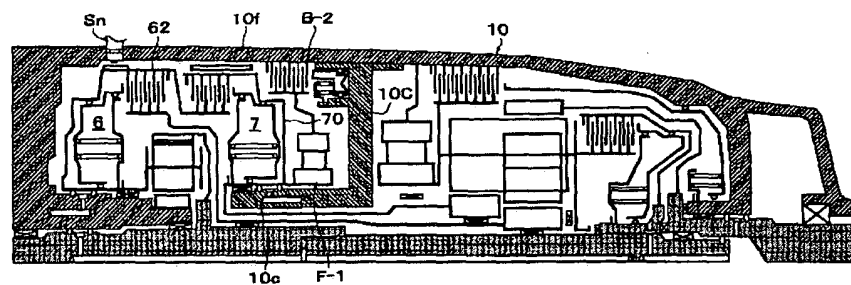




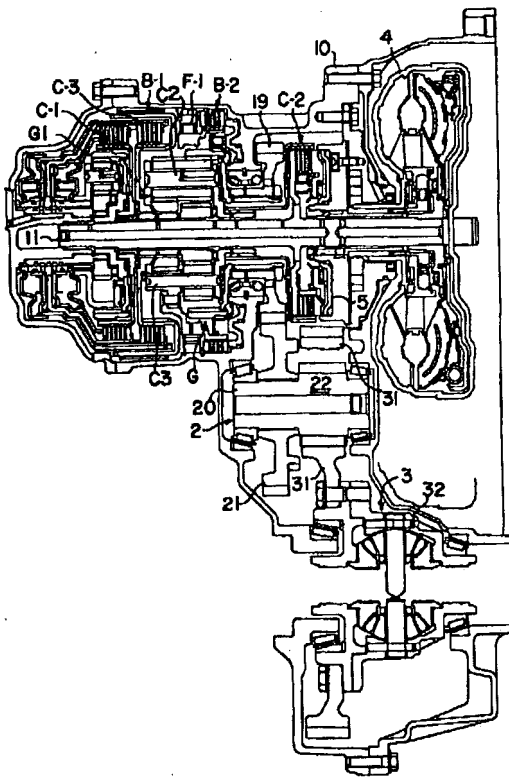
【图 17】



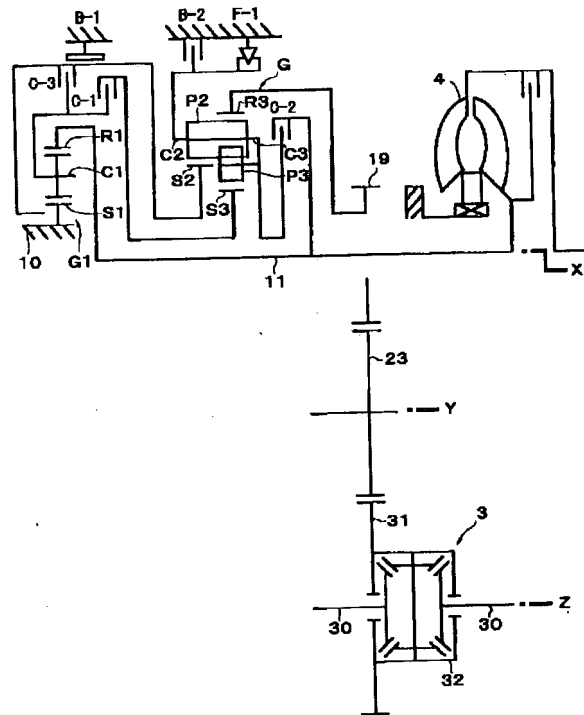
【图29】



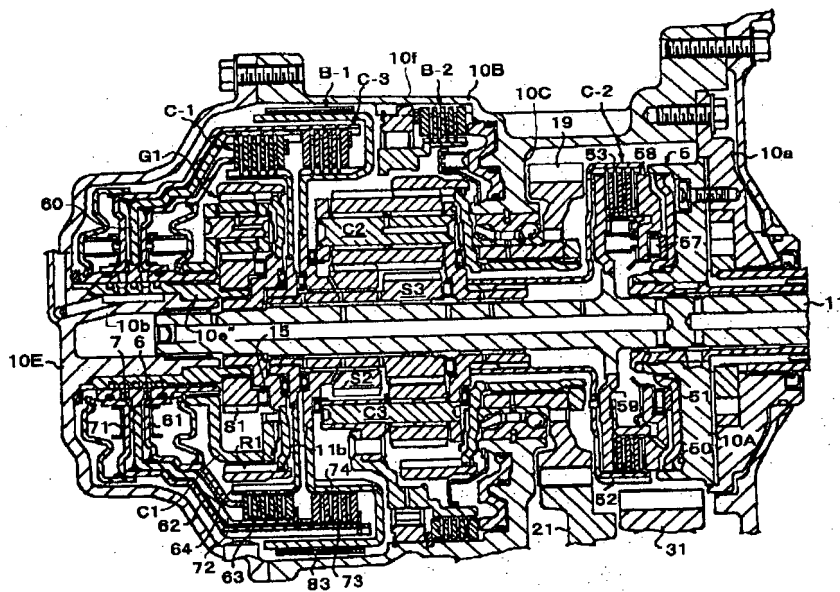
【図19】



【図21】

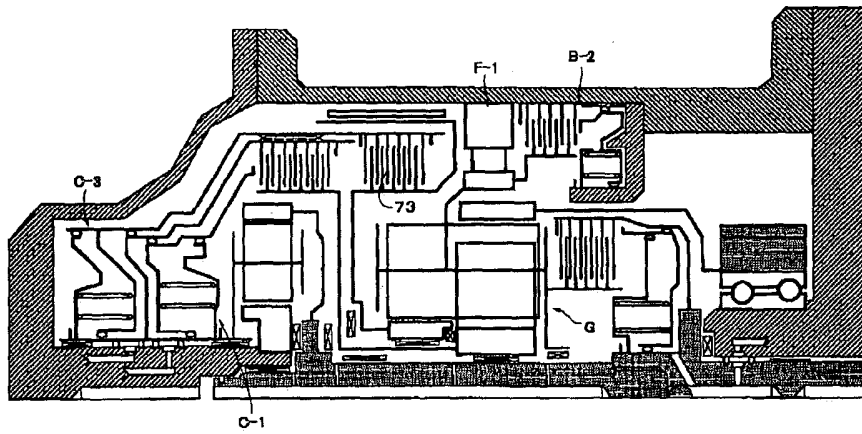


【図20】

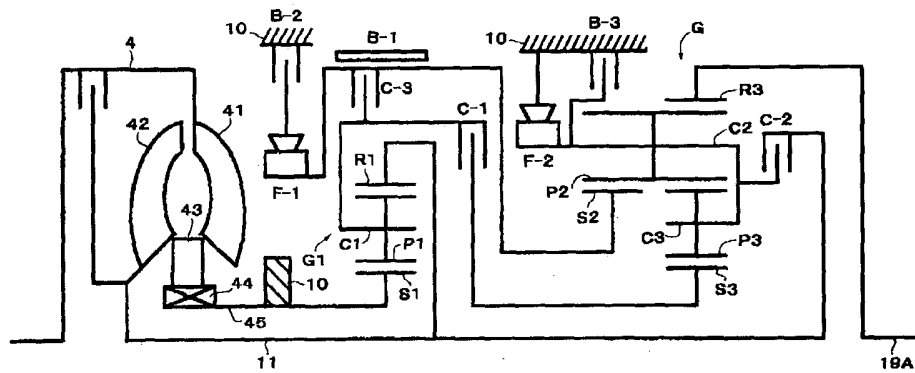




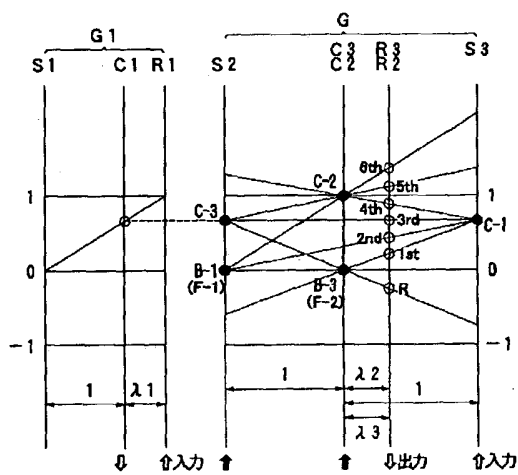
【図23】



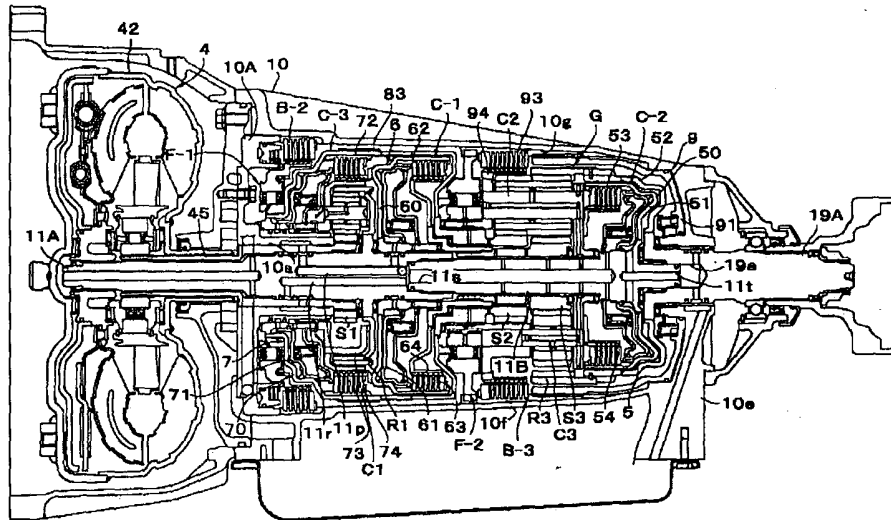
【図24】



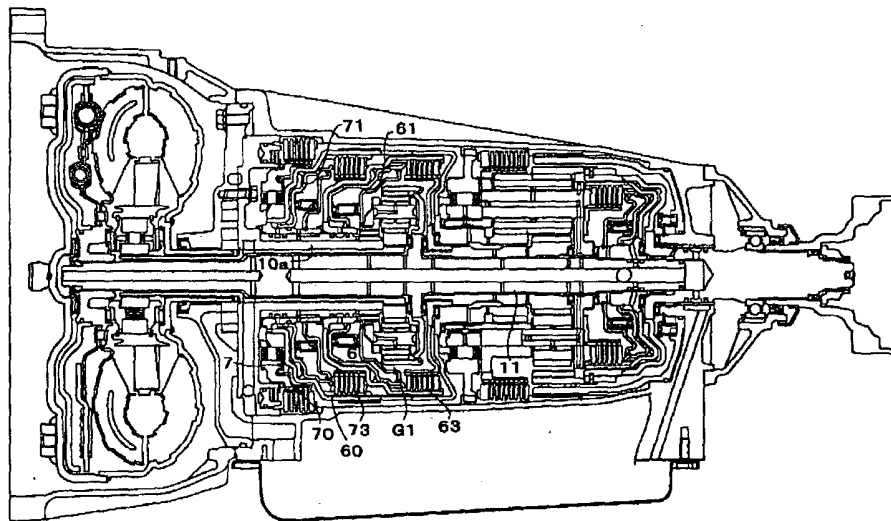
【図26】



【図27】



【図28】



フロントページの続き

(72)発明者 早瀬 正宏  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 西田 正明  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 加藤 明利  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 加藤 博  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

Fターム(参考) 3J028 EA09 EA25 EB08 EB13 EB31  
EB33 EB35 EB37 EB54 EB62  
EB66 FA06 FB06 FC13 FC17  
FC20 FC24 FC63 GA01 HA14  
3J058 AA03 AA06 AA13 AA18 AA23  
AA28 AA33 AA37 BA62 BA67  
CA31 CA33 FA01